



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A
BIOMECHANIKY**

INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS

**ZVÝŠENÍ ŽIVOTNOSTI ZÁPALNÍKU PALNÉ ZBRANĚ S
POMOCÍ EXPLICITNÍHO ŘEŠIČE**

INCREASING THE FATIGUE LIFE OF THE FIREARM FIRING PIN USING THE EXPLICIT SOLVER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Tomáš Adamec

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. František Šebek, Ph.D.

BRNO 2021

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
Student: **Bc. Tomáš Adamec**
Studijní program: Aplikované vědy v inženýrství
Studijní obor: Inženýrská mechanika a biomechanika
Vedoucí práce: **Ing. František Šebek, Ph.D.**
Akademický rok: 2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Zvýšení životnosti zápalníku palné zbraně s pomocí explicitního řešiče

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Jednou z kritických součástí palných zbraní je zápalník. Nebezpečný je zejména odpal na prázdko, tedy bez náboje vloženého do komory, kdy dochází k únavovému porušení. Vylepšete tedy geometrii stávajícího zápalníku tak, aby se zvýšila jeho životnost.

Cíle diplomové práce:

1. Získání geometrie zápalníku palné zbraně.
2. Získání potřebných relevantních materiálových vlastností závislých na čase.
3. Provedení výpočtů pomocí explicitního konečnoprvkového kódu a změn v geometrii vedoucích k prodloužení únavového života stávajícího zápalníku.

Seznam doporučené literatury:

MOCHAR, D., GABRIEL, D., MASÁK, J., KOPAČKA, J., KOLMAN, R., PLEŠEK, J., HYNEK, P., VTÍPIL, P.: Explicit dynamic finite element analysis of a firing pin assembly. In: Engineering Mechanics 2017. Brno: Brno University of Technology, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Solid Mechanics, Mechatronics and Biomechanics, 2017, str. 666-669. ISBN 978-80-214-5497-2. ISSN 1805-8248.

RIYANTO, E. P., YANI, I., ARIFIN, A., ZAHIR, M.: Design optimization in stress distribution of firing pin rifle by impact force using finite element modelling. Journal of Physics: Conference Series, roč. 1198, č. 4, str. 042009, DOI:10.1088/1742-6596/1198/4/042009, 2019.

WU, S. R., GU, L.: Introduction to the explicit finite element method for nonlinear transient dynamics. John Wiley & Sons, Hoboken, 2012.

YUSUP, A., MATARAM, A., YANI, I., ZAHIR, M.: Finite element failure analysis on 34CrNiMo6 firing pin in fatigue fracture. Journal of Physics: Conference Series, roč. 1198, č. 3, str. 032007, DOI:10.1088/1742-6596/1198/3/032007, 2019.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Jindřich Petruška, CSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Zápalník je kritická součást z hlediska funkce palné zbraně. Vlivem opakovaného rázového namáhání se může špička zápalníku ulomit, což způsobí nefunkčnost celé zbraně. Tato diplomová práce se zabývá návrhem úpravy geometrie zápalníku v palné zbraně tak, aby byl nový zápalník odolnější vůči únavovému porušení. Geometrie a charakteristiky původního zápalníku jsou poskytnuty firmou Česká zbrojovka, a.s. K určení míry únavového poškození dané konfigurace zápalníku je vytvořen výpočtový model, který simuluje rázové namáhání zápalníku při výstřelu naprázdno. Pro výpočet je použit explicitní algoritmus metody konečných prvků. Na základě výpočtu původního zápalníku jsou vybrány parametry geometrie, pro které se předpokládá největší vliv únavovou životností. Tyto parametry jsou v dalších výpočtech měněny, čímž je nalezena nová konfigurace zápalníku, která je přibližně o 15 % odolnější vůči únavovému porušení.

Abstract

Firing pin is a critical component in terms of firearm function. Tip of firing pin can break off due to repeated impact loading, which results in malfunction of the whole firearm. This master's thesis aims to propose changes in geometry of the firing pin so that new firing pin will be more durable against fatigue failure. Geometry and characteristics of the original firing pin are provided by company Česká zbrojovka, a.s. To determine the amount of fatigue damage for specific configuration of firing pin, computational model, which simulates impact loading of the firing pin during dry fire, is created. Finite element method with explicit formulation is used for the calculation. Parameters of geometry, which are assumed to have highest influence on fatigue life, are chosen based on the analysis of the original firing pin. These parameters are changed in further calculations, resulting in new configuration of the firing pin, which is approximately 15 % more durable against fatigue failure.

Klíčová slova

Výstřel naprázdno, zápalník, rázové namáhání, explicitní algoritmus, metoda konečných prvků, únava materiálu.

Keywords

Dry fire, firing pin, impact loading, explicit algorithm, finite element method, fatigue of material.

Bibliografická citace

ADAMEC, Tomáš. *Zvýšení životnosti zápalníku palné zbraně s pomocí explicitního řešiče*. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/131722>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky. Vedoucí práce Ing. František Šebek, PhD.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci *Zvýšení životnosti zápalníku palné zbraně s pomocí explicitního řešiče* vypracoval samostatně za použití zdrojů, které jsou v práci uvedeny.

V Brně 20. května

.....

Tomáš Adamec

Poděkování

Rád bych poděkoval Ing. Františkovi Šebkovi, PhD., za cenné rady při vedení této práce. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Jaroslavu Vtípilovi, PhD., za zprostředkování tohoto tématu a poskytnuté informace. Dále bych chtěl poděkovat své rodině za podporu při studiu.

Obsah

1	Úvod	1
2	Formulace Problému a cíle řešení	2
2.1	Problémová situace	2
2.2	Formulace problému	2
2.3	Cíle řešení	2
3	Popis bicího mechanismu	3
3.1	Funkce bicího mechanismu	3
3.2	Součásti bicího mechanismu	3
4	Teoretický základ	6
4.1	Nelineární mechanika	6
4.1.1	Geometrická nelinearita	6
4.1.2	Materiálová nelinearita	8
4.1.3	Kontaktní nelinearita	13
4.2	Únava materiálu	14
4.2.1	Etapy únavového života	17
4.2.2	Ekvivalentní kritéria pro víceosou únavu	18
4.2.3	Metoda stékajícího deště	19
4.3	Explicitní algoritmus metody konečných prvků	20
4.3.1	Použití a výhody explicitního algoritmu	22
5	Volba metody řešení	23
6	Výstřel naprázdno	24
7	Tvorba výpočtového modelu	26
7.1	Dílčí model geometrie	26
7.2	Tvorba makra v programu Abaqus	28
7.3	Geometrie a síť konečných prvků	28
7.3.1	Zápalník	28
7.3.2	Kladívko	29
7.3.3	Závěr a zarážka	30
7.4	Model materiálu	31
7.5	Explicitní analýza	32
7.5.1	Kontakty	32
7.5.2	Počáteční a okrajové podmínky	33
8	Výsledky analýzy původního zápalníku	34
8.1	Vyhodnocení	40
8.2	Vliv zjednodušení výpočtu	40
9	Výpočet – První varianta	42
9.1	Výběr volných parametrů	42
9.2	Stanovení intervalu volných parametrů	43
9.3	Výsledky	45
9.4	Vyhodnocení	51

10 Výpočet – Druhá Varianta	53
10.1 Návrh konstrukční úpravy zápalníku	53
10.2 Stanovení intervalu volných parametrů	54
10.3 Úprava výpočetního modelu	55
10.4 Výsledky	56
10.5 Vyhodnocení	61
11 Závěr a doporučení pro další práci	63
11.1 Závěr	63
11.2 Doporučení pro další práci	64
12 Zdroje	65

1. Úvod

V souvislosti se zvyšujícími nároky na kvalitu a spolehlivost výrobků se při návrhu součástí stále více používá přístup výpočtového modelování. Za předpokladu správně naladěného výpočtového modelu lze simulovat danou součást při funkci, aniž by byla fyzicky vyrobena. Se zlepšením výpočetních technologií roste využití toho přístupu ve strojírenském průmyslu. Významným odvětvím strojírenského průmyslu je výroba zbraní.

Jedním z problémů, se kterým se výroba zbraní potýká, je lámání zápalníku. Důvodem lomu zápalníku je cyklické námáhání při střelbě, ale současně při střelbě naprázdno. Střelbou naprázdno je myšleno uvolnění bicího mechanismu zbraně, při absenci náboje v komoře. Na rozdíl od klasické střelby, kdy je zápalník před nárazem do závěru zbržděn nárazem do zápalky náboje, při střelbě naprázdno narazí zápalník do závěru v plné rychlosti. Vlivem setrvačných sil se pak špička zápalníku chce od zápalníku odtrhnout. V souvislosti s vyšší rychlostí zápalníku při nárazu do závěru je výstřel naprázdno nebezpečnější z hlediska utržení špičky zápalníku.

Rázovým namáháním zápalníku při výstřelu naprázdno se zabývá tato práce. Tématem této práce je zvýšení odolnosti zápalníku vůči únavovému porušení spojeného s utržením špičky zápalníku. Téma práce vzniklo ve spolupráci s firmou Česká zbrojovka, a.s., která je největším výrobcem palných zbraní v České republice. Cílem práce je navrhnout úpravu stávající geometrie zadaného zápalníku, která povede k vyšší odolnosti zápalníku vůči únavovému porušení spojeného s utržením špičky zápalníku. V této souvislosti je v práci řešena výpočtová simulace výstřelu naprázdno pro různé geometrické konfigurace zápalníku. Výpočty jsou provedeny pomocí explicitního řešiče metody konečných prvků. Na základě získaných výsledků je navržena nová geometrie zápalníku.

2. Formulace Problému a cíle řešení

2.1. Problémová situace

Hlavnové zbraně se vyrábějí tak, aby byly spolehlivé primárně při výstřelu náboje. Nebezpečný pro zbraň je však i výstřel naprázdno, kdy v komoře není vložen náboj. Kritickou součástí při výstřelu naprázdno je zápalník. Všeobecně se doporučuje se zbraní naprázdno nestřílet, avšak jsou procedury, při kterých se střelbě naprázdno vyhnout nelze. Každá zbraň vyžaduje provedení série výstřelů naprázdno při jejím povýrobním testování. Velmi často je nutné provést bezpečnostní výstřel, pro ujištění se, že náboj nezůstal v komoře. Střelba naprázdno se používá také při trénování manipulace se zbraní a tréninkových cvičeníh armádních složek. Střelba naprázdno je nezbytná a pro bezporuchovou funkci by tedy měla být zbraň a primárně pak zápalník, navrženy tak, aby životnost při střelbě naprázdno byla co největší. Při střelbě naprázdno je zápalník nejprve rázově namáhán úderem od kladívka a následně rázově namáhán od zastavení o závěr. Špička zápalníku chce při zastavení zápalníku o závěr setrvávat v pohybu a na rozhraní mezi špičkou zápalníku a kontaktní plochou zápalníku se závěrem vzniká únavové porušení, které způsobí utržení špičky zápalníku. Geometrie zápalníku použitá v této práci je poskytnuta firmou Česká Zbrojovka, a.s.

2.2. Formulace problému

Práce je zaměřena zjištění vlivu vybraných parametrů geometrie zápalníku na namáhání v kritické oblasti, kde se předpokládá vznik únavového porušení, za použití explicitního řešiče metody konečných prvků.

2.3. Cíle řešení

- 1) Získání geometrie zápalníku palné zbraně.
- 2) Získání potřebných relevantních materiálových vlastností závislých na čase.
- 3) Provedení výpočtů pomocí explicitního konečnoprvkového kódu a změn v geometrii vedoucích k prodloužení únavového života stávajícího zápalníku.

3. Popis bicího mechanismu

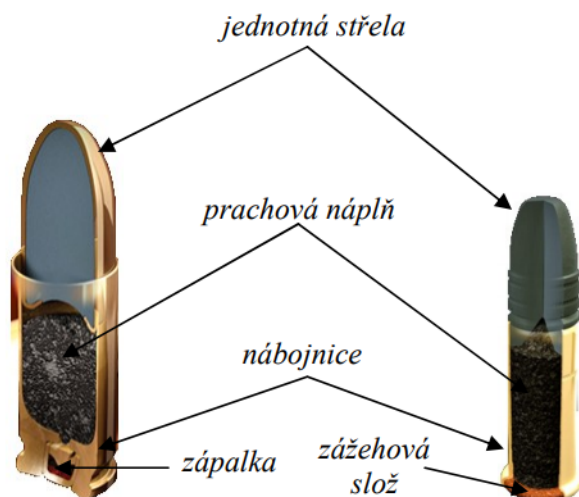
V práci je řešena pouze zájmová část bicího mechanismu. Pro pochopení funkce této části je nutné znát funkci bicího mechanismu jako celku. V této kapitole je stručně popsán bicí mechanismus palných zbraní, přičemž se kapitola omezuje na hlavněové, ruční a samonabíjecí nebo automatické zbraně.

Samonabíjecí a automatické jsou ty zbraně, které při spuštění zmáčknutím spouště uskutěční automaticky celý funkční cyklus, na jehož konci je zbraň připravena k dalšímu spuštění. Automatické jsou ty zbraně, které střílí, dokud není uvolněna spoušť, nebo zbraň dojde munice [1].

3.1. Funkce bicího mechanismu

Funkce bicího mechanismu je vyvolat úder na zápalku náboje v komoře. Zápalka je část náboje, jejímž obsahem je třaskavina, která se po úderu vznítí. Vznícením zápalky se zažehne střelina ve výmetné prachové náplni náboje. Při hoření střeliny dochází k uvolnění velkého množství plynu o vysoké teplotě a tlaku. Náboj v komoře je expanzí plynu rozdělen na střelu, která pokračuje z komory do hlavně, a nábojnici, která je později ve funkčním cyklu zbraně z komory vyhozena [1, 2].

Na obrázku 3.1 jsou části náboje se středovou zápalkou a náboje s okrajovou zápalkou. Náboje s okrajovou zápalkou se používají převážně pro zbraně menší ráže, jakými jsou například lovecké pušky. Tyto náboje jsou levnější, což je spojené s jejich jednodušší výrobou, ale zbraně používající tuto munici jsou obecně méně spolehlivé než zbraně používající náboje se středovou zápalkou. Téměř všechny moderní zbraně proto používají munici se středovou zápalkou [3].



Obr. 3.1: Části náboje se středovou zápalkou a náboje s okrajovou zápalkou [1]

3.2. Součásti bicího mechanismu

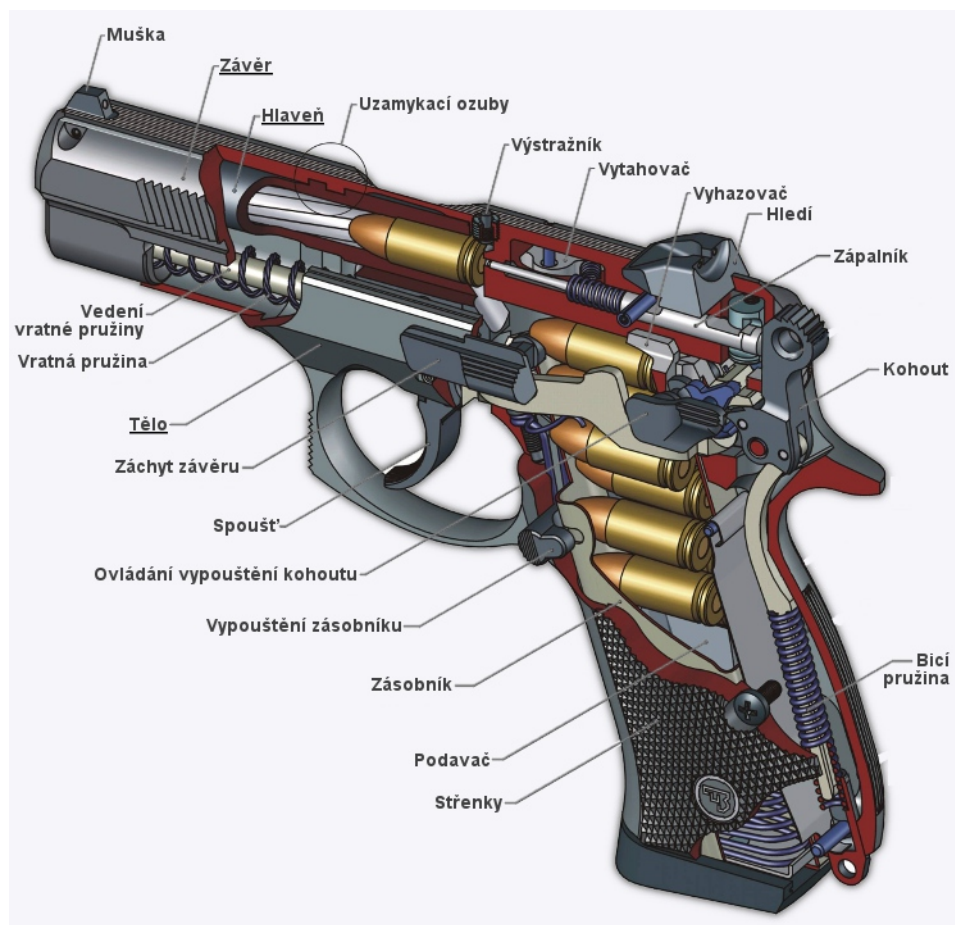
Bicí mechanismus je spuštěn spoušťovým mechanismem, tedy zmáčknutím spouště [1]. Z hlediska iniciace se rozlišují dva typy bicích mechanismů:

- Bicí mechanismus s kladívkem – Zmáčknutí spouště uvolní kladívko, což je otáčivá součástka, odpružená stlačenou bicí pružinou. Po uvolnění kladívkem nahromaděná energie ve stlačené bicí pružině zapříčiní rotaci kladívka [2]. Pokud má kladívko palečnick, což je rýhování nebo výstupek pro ruční ovládání, používá se namísto označení kladívko označení kohout [4].
- Bicí mechanismus s úderníkem – Zmáčknutí spouště uvolní kohout, což je posuvná součástka, odpružená stlačenou bicí pružinou. Po uvolnění kohoutu nahromaděná energie ve stlačené bicí pružině zapříčiní translaci úderníku [2].

Bicí mechanismus se dále odlišuje dvěma způsoby řešení úderu do zápalky:

- Úder vykonán samostatným zápalníkem – Namísto do zápalky narazí kladívko nebo úderník do zápalníku, což je malá válcová součást, která po nárazu od kladívka nebo úderníku vykoná translační pohyb, na jehož konci zápalník narazí buď do zápalky náboje, nebo do závěru při výstřelu naprázdno [2].
- Úder vykonán kladívkem nebo úderníkem – Kohout nebo úderník narazí přímo do zápalky, hovoří se pak o kladívku nebo úderníku s integrovaným zápalníkem [2].

V praxi převládá použití úderníku s integrovaným zápalníkem a použití samostatného kladívka a zápalníku. Na obrázku 3.2 je schématický řez zbraní CZ 75D Compact, jejíž bicí mechanismus používá samostatné kladívko a zápalník.



Obr. 3.2: Schématický řez zbraní CZ 75D Compact [2]

Na obrázku 3.3 je schématický řez zbraní Heckler & Koch VP40, jejíž bicí mechanismus používá úderník s integrovaným zápalníkem.



Obr. 3.3: Schématický řez zbraní Heckler & Koch VP40 [5]

Použití samostatného zápalníku s úderníkem a kladívka s integrovaným zápalníkem se vyskytuje na zbraních jen zřídka. Příkladem použití samostatného zápalníku s úderníkem je samopal vzor 58. Kladívko s integrovaným zápalníkem se používá na některých starších revolverech [2].

4. Teoretický základ

Náplní této kapitoly je seznámení s teorií použitou při výpočtu dynamického namáhání zápalníku.

4.1. Nelineární mechanika

Matematický popis chování reálný procesů mechaniky se často linearizuje, což vede ke snížení výpočetní náročnosti případné simulace procesu. Pro některé procesy není linearizace možná, jelikož by se tím model chování objektu nepřijatelně vzdálil od reálného chování. Tyto procesy je třeba řešit pomocí přístupů nelineární mechaniky. Ve strukturální mechanice mezi ukazatele výrazného nelineárního chování patří velké posuvy a přetvoření, nelineární chování materiálu a kontakt těles. Z hlediska těchto ukazatelů jsou dále definovány příslušné typy nelinearit [6].

4.1.1. Geometrická nelinearita

Geometrická nelinearita může být způsobena buď velkými posuvy, nebo velkými přetvořeními, které v sobě současně zahrnují velké posuvy [6].

Nelinearita při velkých posuvech je spojena s definicí matice tuhosti. Matice tuhosti je při lineárním řešení vztažena k nedeformované geometrii, proto jsou výsledky akceptovatelné pouze tehdy, když se deformovaná geometrie od nedeformované příliš neliší. Při nelineárním řešení je tato nelinearita vyřešená rozdělením úlohy na kroky, přičemž v každém kroku je vytvořena nová matice tuhosti vztažená k deformované geometrii získané v předchozím kroku, mimo první krok, kdy je matice tuhosti vztažena k nedeformované geometrii [6].

Nelinearita při velkých přetvořeních je spojena s významností kvadratických členů v geometrických rovnicích pro popis přetvoření. Na obrázku 4.1 je schématicky znázorněna rovinná deformace tří bodů, přičemž deformované body jsou označeny čárkou. Přetvoření pro body A a B lze vyjádřit následovně:

$$\varepsilon_x = \frac{A'B' - AB}{AB} \quad (4.1)$$

Přístup linearizace přetvoření spočívá v aproximaci deformované vzdálenosti bodů A a B pomocí vzdálenosti dx , která je složkou této vzdálenosti ve směru určeném nedeformovanou spojnicí bodů A a B . Aproximaci skutečné vzdálenosti bodů A a B lze vyjádřit následovně [6]:

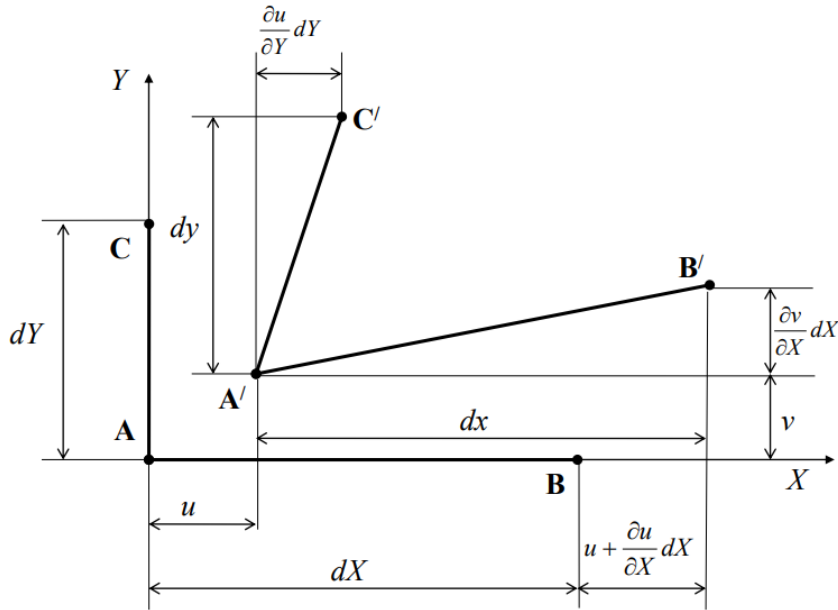
$$dx = dX + u + \frac{\partial u}{\partial X}dX - u = dX + \frac{\partial u}{\partial X}dX. \quad (4.2)$$

Přetvoření, které tuto aproximaci využívá se nazývá smluvní, pro body A a B lze smluvní přetvoření vyjádřit následovně [6]:

$$\varepsilon_x = \frac{dx - dX}{dX} = \frac{dX + \frac{\partial u}{\partial X}dX - dX}{dX} = \frac{\partial u}{\partial X}. \quad (4.3)$$

Analogicky lze odvodit ostatní složky smluvního přetvoření, obecný smluvní tenzor přetvoření zapsán pomocí Einsteinovi sumační symboliky je vyjádřen následovně [6]:

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial X_j} + \frac{\partial u_j}{\partial X_i} \right). \quad (4.4)$$



Obr. 4.1: Schéma rovinné deformace tří bodů [6]

Pokud se spojnice bodů A a B při deformaci výrazně natáčí, aproximace vzdálenosti bodů A a B pomocí vzdálenosti dx je příliš nepřesná a smluvní tenzor přetvoření proto není vhodné použít. Deformovanou vzdálenost bodů A a B je třeba určit Pythagorovou větou v následujícím tvaru [6]:

$$A'B' = \sqrt{dx^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial X}dX\right)^2} = \sqrt{\left(dX + \frac{\partial u}{\partial X}dX\right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial X}dX\right)^2}. \quad (4.5)$$

Dosazením výrazu (4.5) do rovnice (4.1), lze následně s využitím binomické věty získat vztah pro složku Greenova–Lagrangeova přetvoření v ose x při rovinné deformaci [6]:

$$E_x^L = \frac{\partial u}{\partial X} + \frac{1}{2} \left[\left(\frac{\partial u}{\partial X}\right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial X}\right)^2 \right]. \quad (4.6)$$

Greenův–Lagrangeův tenzor přetvoření dokáže popsat i velké deformace a používá Lagrangeův přístup, který jako vztažnou používá nedeformovanou geometrii. Opačné pojetí používá Eulerův přístup, který jako vztažnou používá deformovanou geometrii. Lagrangeův přístup se používá převážně ve strukturální mechanice, zatímco Eulerův přístup se používá převážně v mechanice proudění. Analogicky lze odvodit ostatní složky Greenova–Lagrangeova přetvoření, obecný Greenův–Lagrangeův tenzor přetvoření zapsán pomocí Einsteinovi sumační symboliky má pak následující tvar [6]:

$$E_{ij}^L = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial X_j} + \frac{\partial u_j}{\partial X_i} + \frac{\partial u_k}{\partial X_i} \frac{\partial u_k}{\partial X_j} \right). \quad (4.7)$$

Mezi další tenzory, které dokážou popsat velké deformace patří tenzor přirozeného Cauchyho přetvoření. Toto přetvoření vztahuje každý inkrementální přírůstek k okamžité geometrii [6]. Pro jednoosý případ je přirozené Cauchyho přetvoření zapsáno v následujícím tvaru [7]:

$$E^C = \int_{l_0}^l \frac{dl}{l} = \ln l - \ln l_0 = \ln \left(\frac{l}{l_0} \right) = \ln \left(\frac{\partial x}{\partial X} \right). \quad (4.8)$$

Poměr rozměru okamžité geometrie s rozměrem počáteční geometrie lze definovat jako poměrné protažení. Analogicky lze odvodit ostatní složky přirozeného přetvoření, obecný tenzor Cauchyho přetvoření zapsán pomocí Einsteinovi sumační symboliky má pak následující tvar [7]:

$$E_{ij}^C = \ln \left(\frac{\partial x_i}{\partial X_j} \right). \quad (4.9)$$

4.1.2. Materiálová nelinearita

Materiálová nelinearita je spojena s nelineární průběhem napětově–deformační odezvy. Pro některé materiály je možné napětově–deformační odezvu materiálu relativně přesně aproximovat lineárním elastickým modelem materiálu. Tento model lze pro různé materiály použít pro různý rozsah napětí a deformací. Například pro keramiku lze model elastického materiálu použít do mezního stavu porušení, pro kovové materiály lze model elastického materiálu použít do meze kluzu a pro pryže obecně není vhodné používat lineární elastický model [6].

Konkrétně materiálová nelinearita u kovů je spojena s plastickou deformací. Nejvíce rozšířené teorie pro popis plastické deformace jsou inkrementální teorie plasticity a deformační teorie plasticity. Inkrementální teorie plasticity určuje pružně–plastickou odezvu napětí a přetvoření pro celou historii zatěžování. Deformační teorie plasticity určuje konečné hodnoty složek tenzoru napětí a přetvoření bez ohledu na historii zatížení. Deformační teorie plasticity je tedy jednodušší model plastického chování, který je použitelný zejména v případech proporcionálního zatěžování, tedy zatěžování kdy se všechny zatěžující účinky mění úměrně jednomu parametru [6].

Pro účely této práce bude použita inkrementální teorie plasticity. Tato teorie předpokládá nestlačitelný materiál. V celé sekci 4.1.2 jsou při práci s napětími nebo deformacemi používány jejich deviatorové složky. Pro plný popis pružně–plastického chování materiálu pomocí inkrementální teorie plasticity je nutné znát [7]:

1. Mezní podmínku plasticity
2. Model plastického tečení
3. Model zpevnění materiálu
4. Model křivky zpevnění materiálu

Mezní podmínka plasticity je prostředek k rozlišení elastického stavu od plastizace. Mezní podmínka plasticity pro obecnou napjatost má následující tvar:

$$F = f(\underline{\sigma}) - \sigma_y(\varepsilon_{pl}) = 0, \quad (4.10)$$

kde $\underline{\sigma}$ označuje tenzor napětí a $\sigma_y(\varepsilon_{pl})$ označuje napětí, které se mění podle křivky zpevnění v závislosti na plastické deformaci. Rovnici (4.10) lze přepsat na tvar s redukovaným napětím následovně [6]:

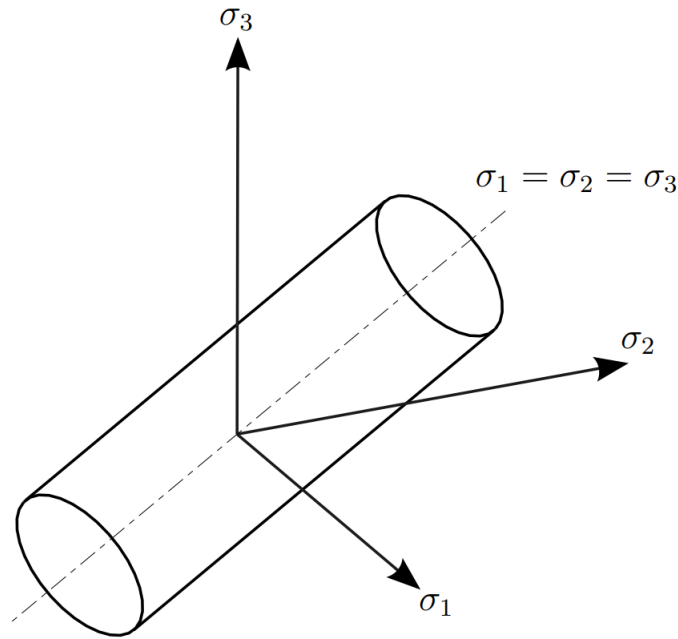
$$F = \bar{\sigma} - \sigma_y(\varepsilon_{pl}) = 0. \quad (4.11)$$

Jako příklad redukovaného napětí v podmínce plasticity lze uvést redukované napětí pro von Misesovu podmínku plasticity, které má následující tvar [6]:

$$f(\underline{\sigma}) = \bar{\sigma} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}. \quad (4.12)$$

Takto zavedená funkce reprezentuje plochu plasticity, která má v Haigově prostoru tvar nekonečně dlouhého válce, jehož osa je určena přímkou $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$ a jeho poloměr je $\sqrt{\frac{2}{3}}\sigma_y(\varepsilon_{pl})$, určen tak aby při jednoosém namáhání byla plocha plasticity dosažena při napětí $\sigma_y(\varepsilon_{pl})$. Schéma plochy plasticity pro von Misesovu podmínku plasticity je zobrazeno na obrázku 4.2. Podmínku plasticity pak lze po vyčíslení vyhodnotit následovně [6].

1. $F = 0$ Materiál právě plastizuje
2. $F < 0$ Materiál je v elastickém stavu
3. $F > 0$ Nemůže nastat, napětí nemůže vně plochy plasticity



Obr. 4.2: Schéma plochy plasticity pro von Misesovu podmínku plasticity [8]

Model plastického tečení určuje, jak závisí přírůstek plastického přetvoření na přírůstku napětí. Matematická formulace tohoto modelu se nazývá pravidlo normality a má následující tvar:

$$d\varepsilon_{pl} = d\lambda \frac{\partial Q}{\partial \underline{\sigma}}, \quad (4.13)$$

kde ε_{pl} je plastický tenzor přetvoření, λ je plastický multiplikátor a Q je plastický potenciál. Pro houževnaté materiály je možné ztotožnit plastický potenciál s plochou plasticity a vztah (4.13) lze pak přepsat do následujícího tvaru [6]:

$$d\varepsilon_{pl} = d\lambda \frac{\partial F}{\partial \underline{\sigma}}. \quad (4.14)$$

Velikost přírůstku plastické deformace je určena plastickým multiplikátorem, který lze obecně vyjádřit jako přírůstek redukovaného plastického přetvoření následovně [6]:

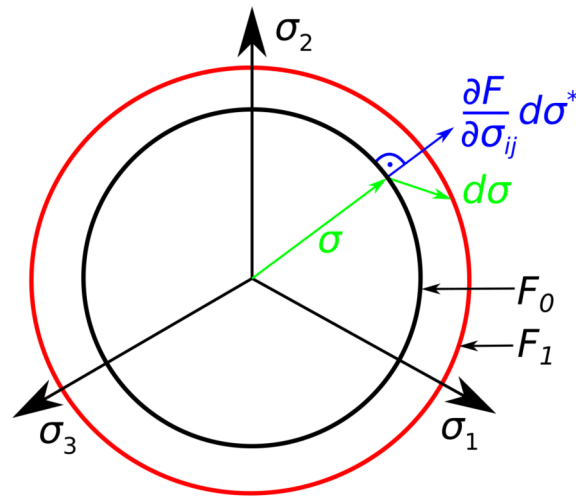
$$d\lambda = d\bar{\varepsilon}_{pl}. \quad (4.15)$$

Redukované plastické přetvoření lze vyjádřit v následujícím tvaru [6]:

$$\bar{\varepsilon}_{pl} = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\varepsilon_{pl,1} - \varepsilon_{pl,2})^2 + (\varepsilon_{pl,2} - \varepsilon_{pl,3})^2 + (\varepsilon_{pl,3} - \varepsilon_{pl,1})^2}. \quad (4.16)$$

Osová plastická přetvoření ve vztahu (4.16) je třeba vyjádřit pomocí celkového napětí. K tomu je však zapotřebí znát přírůstek napětí $d\sigma$ způsobující posuv plochy plasticity. Protože však toto napětí není známo, využije se zkušební napětí σ^* , které je určené za předpokladu elastické deformace a jeho směr je kolmý na plochu plasticity a lze ho tedy zapsat jako derivaci plochy plasticity podle tenzoru napětí. Následně se určí, jestli je zkušební napětí na ploše plasticity, aby byla splněna podmínka $F = 0$. V případě $F > 0$ je potřeba směr napětí upravit tak, aby byla splněna podmínka $F = 0$, což se provádí iteračním výpočtem. Po nalezení aproximace $d\sigma$ tak, aby byla splněna podmínka $F = 0$, je tento přírůstek napětí použit na výpočet plastického multiplikátoru, čímž je získán přírůstek plastické deformace [9].

Schéma pravidla plasticity je zobrazeno na obrázku 4.3, kde σ je elastické napětí určující daný bod na ploše plasticity, $d\sigma$ je přírůstek napětí měnící plochu plasticity z počáteční F_0 na plochu plasticity následnou F_1 a $d\sigma^*$ je přírůstek zkušební napětí.

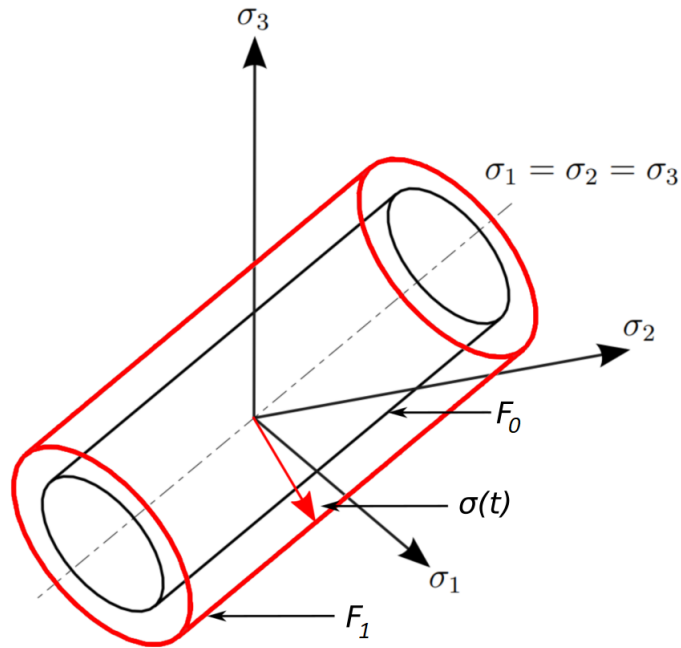


Obr. 4.3: Schéma pravidla plasticity

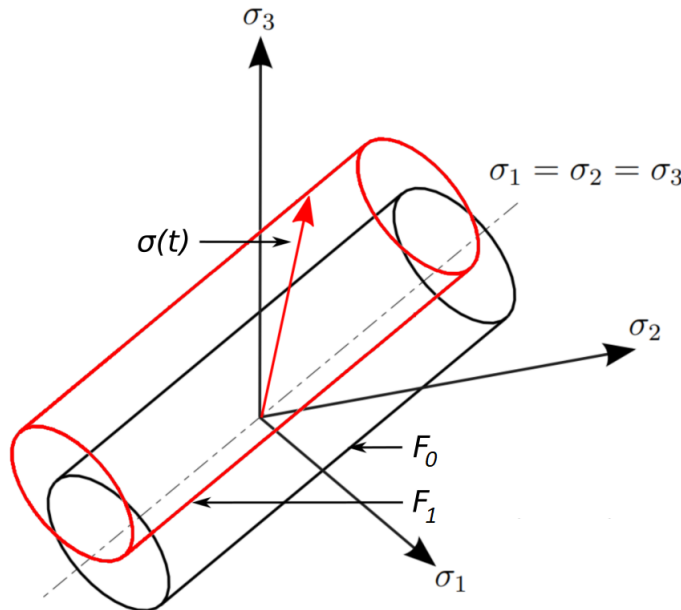
Model zpevnění materiálu popisuje změnu plochy plasticity během procesu plastické deformace, aby bylo možno formulovat následnou podmínku plasticity při cyklickém zatěžování. Modely zpevnění materiálu lze dělit na tři typy [6]:

1. Izotropní zpevnění
2. Kinematické zpevnění
3. Kombinace izotropního a kinematického zpevnění

Při použití modelu izotropního zpevnění materiálu se plocha plasticity při plastické deformaci rovnoměrně rozšiřuje všemi směry [6]. Na obrázku 4.4 je schéma změny von Misesovy plochy plasticity vlivem plastické deformace s použitím modelu izotropního zpevnění.



Obr. 4.4: Změna plochy plasticity s použitím izotropního zpevnění, upraveno z [8]

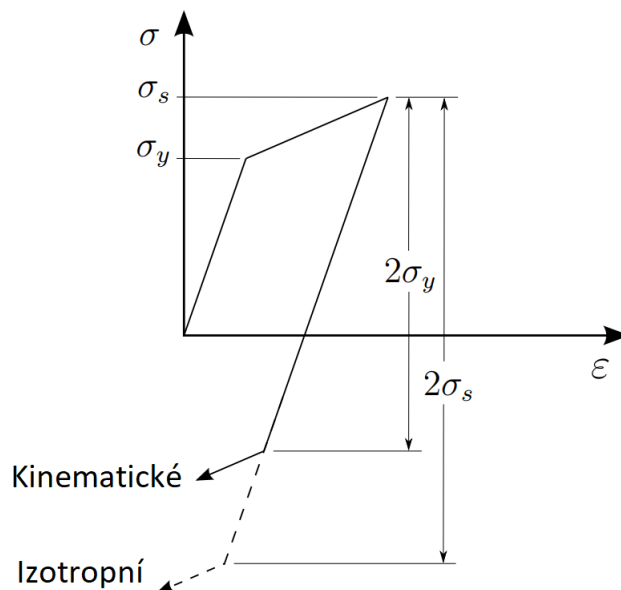


Obr. 4.5: Změna plochy plasticity s použitím kinematického zpevnění, upraveno z [8]

Při použití modelu kinematického zpevnění materiálu se plocha plasticity při plastické deformaci posouvá ve směru působícího napětí [6]. Na obrázku 4.5 je schéma změny von Misesovy plochy plasticity vlivem plastické deformace s použitím modelu kinematického zpevnění.

Model kombinující izotropní a kinematické zpevnění dovoluje ploše plasticity změnu velikosti a zároveň posuv jejího středu [6]. Izotropní model zpevnění je vhodné používat pouze v případě monotónního zatěžování. V případě cyklického zatěžování je vhodné použít model kinematického zpevnění, nebo model, který kombinuje izotropní a kinematické

zpevnění. Odezvu izotropního a kinematického modelu zpevnění při jednoosém proporcionálním zatěžování lze porovnat na obrázku 4.6. V případě izotropního zpevnění při prvním zatížení nad mez kluzu σ_y nastává první změna plochy plasticity až do určité hodnoty napětí σ_s , kdy se změni orientace zatížení. Materiál pak znovu začne plastizovat v tlakovém napětí o velikosti předtím největšího dosaženého napětí v tahu σ_s . V případě von Misesovy plochy plasticity se tedy průměr plochy plasticity po prvním zatížení v tahu zvětšil, zatímco pro kinematické zpevnění průměr plochy plasticity zůstává konstantní a materiál začíná v tlaku plastizovat dříve, což více odpovídá reálnému chování některých kovů [6].



Obr. 4.6: Odezva izotropního a kinematického modelu zpevnění, upraveno z [8]

Křivka zpevnění je část napětově–deformační odezvy materiálu, jejíž napětí překračuje hodnotu mezekluzu. Pro použití ve výpočtu je nutné křivku zpevnění aproximovat. Aproximační funkce je závislost napětí uměrného poloměru plochy plasticity na redukovaném plastickém přetvoření. Funkce je nutná pro vyhodnocení podmínky plasticity, určení přírůstku zkušební napětí v pravidle normality nebo určení zpevnění materiálu. Pro aproximaci křivky zpevnění se používají různé analytické funkce ale i funkce po částech lineární [7].

V této práci bude pro aproximaci křivky zpevnění použit Johnsonův–Cookův model materiálu. Tento model dokáže zahrnout vliv rychlosti deformace i vliv teploty a je vyjádřen následovně:

$$\sigma_y(\bar{\varepsilon}_{pl}, \dot{\bar{\varepsilon}}_{pl}, T_*) = [A + B\bar{\varepsilon}_{pl}^n] \left[1 + C \ln \frac{\dot{\bar{\varepsilon}}_{pl}}{\dot{\bar{\varepsilon}}_0} \right] [1 - T_*^l], \quad (4.17)$$

$$T_* = \begin{cases} 0 & \text{pro } T < T_r, \\ \frac{T - T_r}{T_m - T_r} & \text{pro } T_r \leq T \leq T_m, \\ 1 & \text{pro } T > T_m, \end{cases} \quad (4.18)$$

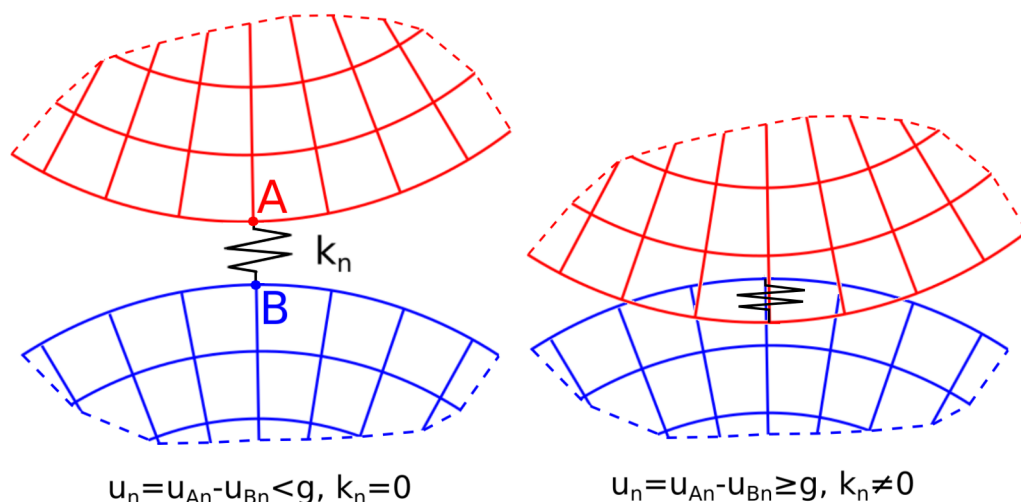
kde A , B a n jsou materiálové konstanty určené ze zkoušky při referenční rychlosti deformace $\dot{\bar{\varepsilon}}_0$ a při referenční teplotě T_r , C je materiálová konstanta určující vliv rychlosti deformace, $\dot{\bar{\varepsilon}}_{pl}$ je rychlost plastické deformace, T_* je homologická teplota, l je exponent

tepelného změkčení, T je okamžitá teplota a T_m je teplota tavení. Hodnota A představuje mez kluzu materiálu [7].

4.1.3. Kontaktní nelinearita

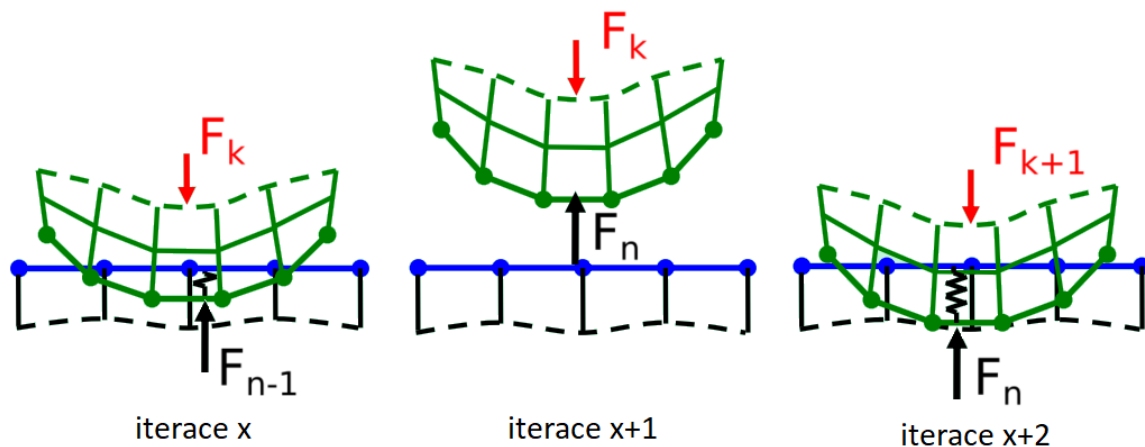
Kontaktní úlohy lze řešit rozdílně podle toho, jestli je kontakt stacionární nebo nestacionární. Při stacionárním kontaktu v průběhu zatěžování nedochází k změně kontaktní plochy, což se týká například lisovaných spojů. Kontakt je nestacionární v případě, že se mění kontaktní plocha. Nestacionární kontakt je možné řešit analyticky, avšak tyto metody kladou velmi omezující požadavky na řešenou úlohu. Mnohem aplikovatelnější je proto numerický přístup řešení kontaktů [6].

Jedna ze základních metod, která je použita v této práci, je penalizační metoda. Ta se používá při řešení kontaktních úloh metodou konečných prvků. Metoda spočívá v tom, že uzly specifikovaných kontaktních povrchů těles jsou spojeny pružinou, která má v případě vůle mezi povrchy nulovou tuhost a v případě vymezení vůle nebo penetrace povrchů má tuhost řádově větší hodnotu než tuhost kontaktních těles [6]. Schématicky je změna tuhosti znázorněna pro případ s vůlí mezi tělesy a penetrací těles na obrázku 4.7.



Obr. 4.7: Změna tuhosti při vůli mezi tělesy a penetraci těles

Jelikož je tuhost kontaktu bilineární, případně může být i multilineární, penalizační algoritmus řeší kontakt mezi povrchy iteračně postupným zvyšováním zatížení při současném určování penetrace a vyhodnocování reakční síly pro další iterace. Při penetraci těles normálová kontaktní tuhost vytvoří reakční sílu, která chce zmenšit penetraci kontaktu v další iteraci [6]. Na obrázku 4.8 je znázorněna oscilace stavu kontaktu pro různé iterace. Pro zjednodušení obrázku 4.8 je jeden povrch zavažben a reakční síla se tak celá projeví na posuvu pouze druhého povrchu, ve skutečnosti reakční síla od pružiny působí na oba povrchy.



Obr. 4.8: Oscilace stavu kontaktu pro různé iterace, upraveno z [6]

Při jednotlivých iteracích se počítá systém rovnic metody konečných prvků, který na rozdíl od ostatních kontaktních algoritmů není rozšířen o další stupně volnosti. Algoritmus se projeví v systému rovnic pouze na matici tuhosti, která je rozšířena o matice kontaktní tuhosti jednotlivých kontaktních dvojic uzlů. Matice tuhosti jedné kontaktní dvojice má následující tvar [6]:

$$\mathbf{k} = k_n \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}. \quad (4.19)$$

Algoritmus dokáže obdobně řešit i tečné chování kontaktu přidáním tečné pružiny mezi uzly povrchů. Při použití penalizačního algoritmu je třeba nastavit normálovou kontaktní tuhost. Vysoká tuhost vede k přesnějšímu řešení při pomalejší konvergenci. Nízká tuhost může způsobit vzdálení od přesného řešení při rychlejší konvergenci. Pokud se při výpočtu s menší tuhostí hodnoty kontaktních napětí příliš nemění od referenčního výpočtu s vyšší tuhostí, lze výsledky pro obě hodnoty tuhostí považovat za ekvivalentní a za předpokladu, že je referenční výpočet správný, je pak výhodnější použít nižší tuhost. Nevýhodou penalizačního algoritmu, oproti ostatním algoritmům pro numerické řešení kontaktních úloh, je nutnost penetrace kontaktních povrchů a nutnost správné volby kontaktní tuhosti. Výhodou algoritmu je rychlá konvergence spojená s jednoduchostí algoritmu, který nepřidává do soustavy další stupně volnosti a pouze případně zvyšuje šířku pásma matice tuhosti. Vzhledem k výhodám je algoritmus vhodný pro rozsáhlé úlohy [6].

4.2. Únava materiálu

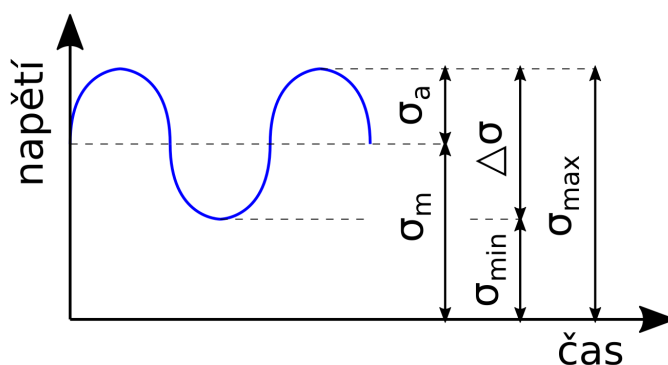
Únavou materiálu se nazývá proces, při kterém dochází ke kumulaci poškození a případně iniciaci a šíření únavové trhliny důsledkem cyklického zatěžování [10].

Z hlediska hodnocení únavy materiálu se rozlišují tři základní přístupy a to napěťový přístup, deformační přístup a přístup lomové mechaniky. Napěťový přístup předpokládá měkké zatížení, tedy zatížení s konstantním rozkmitem napětí a jeho řídicí veličinou je amplituda napětí cyklu. Deformační přístup předpokládá tvrdé zatížení, tedy zatížení s konstantním rozkmitem celkové deformace a jeho řídicí veličinou je plastická deformace. Přístup lomové mechaniky sleduje přírůstek míry napětí na čele trhliny při stabilním šíření trhliny, za účelem zjistit, kdy dojde k nestabilnímu šíření trhliny [11]. Později v práci je použit napěťový přístup hodnocení únavy, proto je níže popsán podrobněji.

Napětový přístup vyjadřuje odolnost součásti vůči cyklickému zatěžování pomocí porovnání charakteristických hodnot napětí pro daný zatěžovací cyklus s určitou mezní hodnotou napětí. Pro popis zatěžovacího cyklu se používají amplituda napětí a střední napětí, případně rozkmit napětí. Na obrázku 4.9 jsou schématicky znázorněny amplituda napětí σ_a , střední napětí σ_m a rozkmit napětí $\Delta\sigma$. Amplituda napětí, střední napětí a rozkmit napětí daného cyklu jsou určeny pomocí hodnot horního napětí cyklu σ_{max} a dolního napětí cyklu σ_{min} následovně [10]:

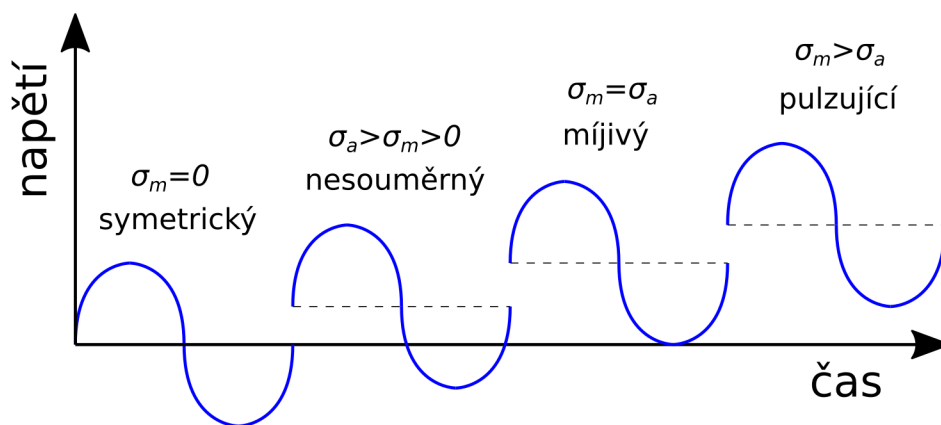
$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}, \quad (4.20)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}. \quad (4.21)$$



Obr. 4.9: Amplituda napětí, střední napětí a rozkmit napětí

Podle vztahu mezi středním napětím a amplitudou napětí se zatěžovací cykly rozdělují na symetrické, nesouměrné, mívivé a pulzující [10]. Názorně je toto rozdělení provedeno na obrázku 4.10. Cykly, které mají nenulovou hodnotu středního napětí lze pak dále dělit podle znaménka středního napětí na cykly v tahu nebo v tlaku [10].

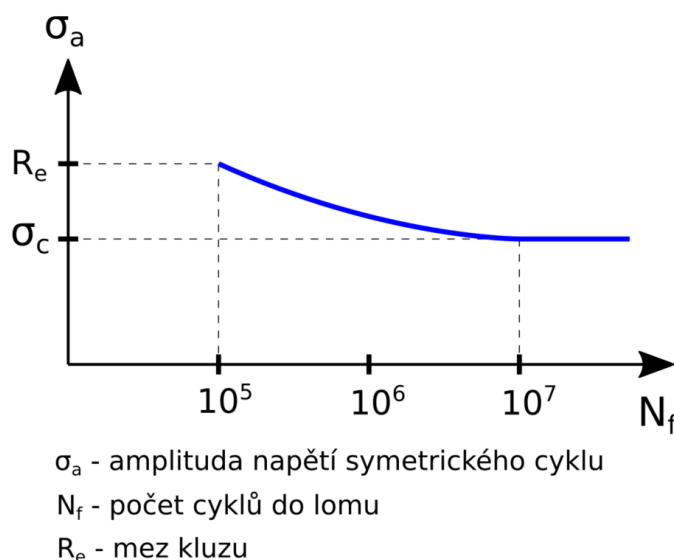


Obr. 4.10: Rozdělení cyklů podle vztahu mezi amplitudou napětí a středním napětím

Z hlediska deformace při cyklickém zatěžování se únava dělí na vysokocyklickou únava a nízkocyklickou únava. Odolnost materiálu vůči cyklickému zatížení lze pro vysokocyklickou únava určit pomocí Wöhlerovy křivky a pro nízkocyklickou únava pomocí

Mansonovy–Coffinovy křivky. Tyto křivky jsou obecně závislosti nějakého paramteru cyklického zatížení na počtu cyklů do lomu. V případě vysokocyklické únavy nastává opakovaná elastická deformace. Pro hodnocení vysokocyklické únavy se proto používá napěťový přístup a určující parametr pro Wöhlerovu křivku je tedy amplituda napětí. Oproti tomu u nízkocyklické únavy nastává opakovaná plastická deformace. Pro hodnocení nízkocyklové únavy je vhodnější deformační přístup a určující parametr pro Mansonovu–Coffinovu křivku je amplituda plastické deformace [10].

Wöhlerova křivka je závislost amplitudy napětí symetrického cyklu na počtu cyklů do lomu. Na obrázku 4.11 je znázorněna Wöhlerova křivka oceli. Vysokocyklická únava se pro ocel pohybuje v intervalu 10^5 až 10^7 cyklů do lomu, za tímto intervalem je oblast, která se nazývá trvalá únavová pevnost. Začátek intervalu trvalé únavové pevnosti je spojen s konstantní amplitudou napětí Wöhlerovy křivky. Tato mezní hodnota napětí se označuje mez únavy. Na obrázku 4.11 je mez únavy znázorněna symbolem σ_c . Při cyklickém symetrickém zatěžování nedojde v oblasti trvalé únavové pevnosti k lomu pro amplitudy napětí nižší než mez únavy. K lomu může pak případně dojít ve stádiu gigacyklické únavy. Některé materiály jako například hliník mez únavy nemají a zavádí se pro ně smluvní mez únavy, která je uvažována jako amplituda napětí odpovídající na Wöhlerově křivce určitému smluvnímu počtu cyklů do lomu [10].



Obr. 4.11: Wöhlerova křivka oceli

Pro jednoosé namáhání lze pomocí Wöhlerovy křivky vypočítat počet cyklů do lomu při dané amplitudě napětí symetrického cyklu, nebo zjistit amplitudu napětí symetrického cyklu pro daný počet cyklů do lomu podle následujícího vzorce:

$$\sigma_a = A_W N_f^{B_W}, \quad (4.22)$$

kde A_W a B_W jsou materiálové konstanty, které získáme proložením experimentálních dat z cyklických zkoušek s různou amplitudou zatížení [10].

V případě, že střední napětí zátěžovacího cyklu není nulové, lze aproximací obecný nesymetrický cyklus převést na symetrický, pro který lze použít vztah Wöhlerovy křivky. Pro převod nesymetrického cyklu na symetrický se používají kritéria bezpečnosti v normalizovaném diagramu konstantní životnosti. Tato kritéria vyjařují kombinace amplitudy

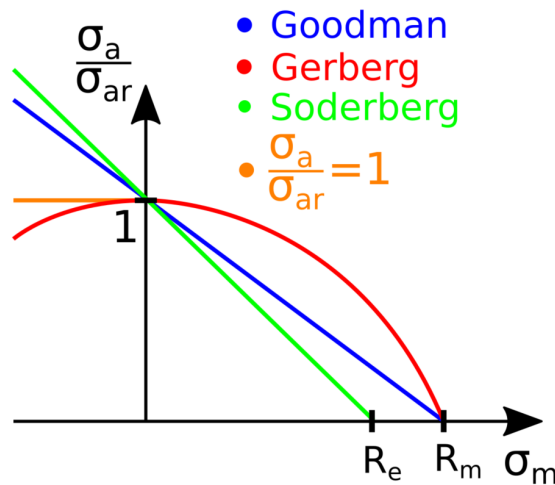
napětí a středního napětí, která způsobí lom po specifickém počtu cyklů. Příkladem těchto kritérií je Goodman, Gerber nebo Soderberg [10]. Tato kritéria v diagramu konstantní životnosti jsou schématicky znázorněna na obrázku 4.12, kde R_e je mez kluzu a R_m je mez pevnosti.

Rovnice Goodmanovi přímky má tvar:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{ar}} + \frac{\sigma_m}{R_m} = 1, \quad (4.23)$$

kde σ_{ar} značí amplitudu napětí symetrického cyklu, při kterém dojde k porušení po stejném počtu cyklů jako při nesymetrickém cyklu s amplitudou napětí a středním napětím, pro které při daném σ_{ar} platí vztah Goodmanovi přímky. Převod nesymetrického cyklu na symetrický pomocí Goodmanovi přímky je stejně jako v případě ostatních kritérií pouze přibližný. Kritéria pro danou úlohu se vybírají podle míry přísnosti kladené na řešení úlohy. Uvedená kritéria jsou vhodná pouze pro tahová střední napětí. Při tlakových středních napětích jsou kritéria buď příliš konzervativní nebo naopak. Pro tlaková střední napětí se proto používají modifikace těchto kritérií. Příkladem takové modifikace pro tlaková střední napětí je následující vztah [10]:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_{ar}} = 1. \quad (4.24)$$



Obr. 4.12: Kritéria bezpečnosti v normalizovaném diagramu konstantní životnosti

4.2.1. Etapy únavového života

Únavový proces lze rozdělit na tři stádia [10]:

1. Stádium změn mechanických vlastností
2. Stádium nukleace únavových trhlin
3. Stádium šíření únavové trhliny

Stádium změn mechanických vlastností je spojeno s cyklickým zpevněním nebo změkčením materiálu v důsledku změny hustoty a rozložení dislokací. Při nízkocyklické únavě je možné zpevnění měřit snímáním napěťově-deformační odezvy. Odezva měření vytváří

hysterezní smyčky. Z postupné změny hysterezních smyček lze pak určit míru zpevnění nebo změkčení materiálu [10].

Po prvním stádiu nastává nukleace únavových trhlin. V homogeních materiálech probíhá nukleace únavové trhliny vždy na povrchu. Pro napěťový a deformační přístup je iniciace únavové trhliny konečné hodnocení namáhání. Následné stádium šíření únavové trhliny popisuje pouze přístup lomové mechaniky [10].

4.2.2. Ekvivalentní kritéria pro víceosou únavu

V případě, že cyklické zatěžování není jednoosé, lze použít dvouparametrová kritéria pro víceosou únavu. V některých případech se dá vliv víceosého cyklického zatěžování zanedbat a počítat pouze s jednou složkou daného parametru. Další možností je použít některé kritérium, které redukuje víceosé cyklické namáhání na jednoosé cyklické zatěžování, podobně jako lze redukovat víceosou napjatost pomocí ekvivalentního napětí von Mises nebo Tresca. Tento přístup se často uplatňuje, jelikož je řešení méně teoreticky i výpočetně náročné. Obecně se však uvádí, že se tato ekvivalentní kritéria omezují na proporcionální zatěžování [12].

Jedním z kritérií použitých v této práci je kritérium maximálního absolutního hlavního napětí. Kritérium lze vyjádřit následovně [13]:

$$\sigma_{eq,a} = \frac{\sigma_{1,max} - \sigma_{3,min}}{2}, \quad (4.25)$$

$$\sigma_{eq,m} = \frac{\sigma_{1,max} + \sigma_{3,min}}{2}. \quad (4.26)$$

Dalším možným kritériem je Mansonovo–McKnightovo. Toto kritérium nejprve spočítá amplitudu napětí a střední napětí všech složek tenzoru napětí pro zatěžující cyklus následovně [12]:

$$\sigma_{ij,a} = \frac{\max\{\sigma_{ij}\} - \min\{\sigma_{ij}\}}{2}, \quad (4.27)$$

$$\sigma_{ij,m} = \frac{\max\{\sigma_{ij}\} + \min\{\sigma_{ij}\}}{2}. \quad (4.28)$$

Následně spočítá amplitudu a střední napětí ekvivalentního zatěžovacího cyklu následovně:

$$\sigma_a = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_{xx,a} - \sigma_{yy,a})^2 + (\sigma_{yy,a} - \sigma_{zz,a})^2 + (\sigma_{zz,a} - \sigma_{xx,a})^2 + 6(\sigma_{xy,a}^2 + \sigma_{yz,a}^2 + \sigma_{zx,a}^2)]}, \quad (4.29)$$

$$\sigma_m^* = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_{xx,m} - \sigma_{yy,m})^2 + (\sigma_{yy,m} - \sigma_{zz,m})^2 + (\sigma_{zz,m} - \sigma_{xx,m})^2 + 6(\sigma_{xy,m}^2 + \sigma_{yz,m}^2 + \sigma_{zx,m}^2)]}, \quad (4.30)$$

přičemž podle způsobu určení znaménka středního napětí se rozlišují různé varianty Mansonova–McKnightova kritéria. Jednou z možností je vypočítat znaménko středního napětí následovně [12]:

$$\sigma_m = \sigma_m^* \operatorname{sgn}(I_{1,d}). \quad (4.31)$$

Ve vztahu (4.31) symbolizuje $I_{1,d}$ hodnotu prvního invariantu tenzoru napětí v čase zatěžovacího cyklu, kdy je hodnota nejvíc vzdálená od nuly [12]. Toto kritérium vyžaduje,

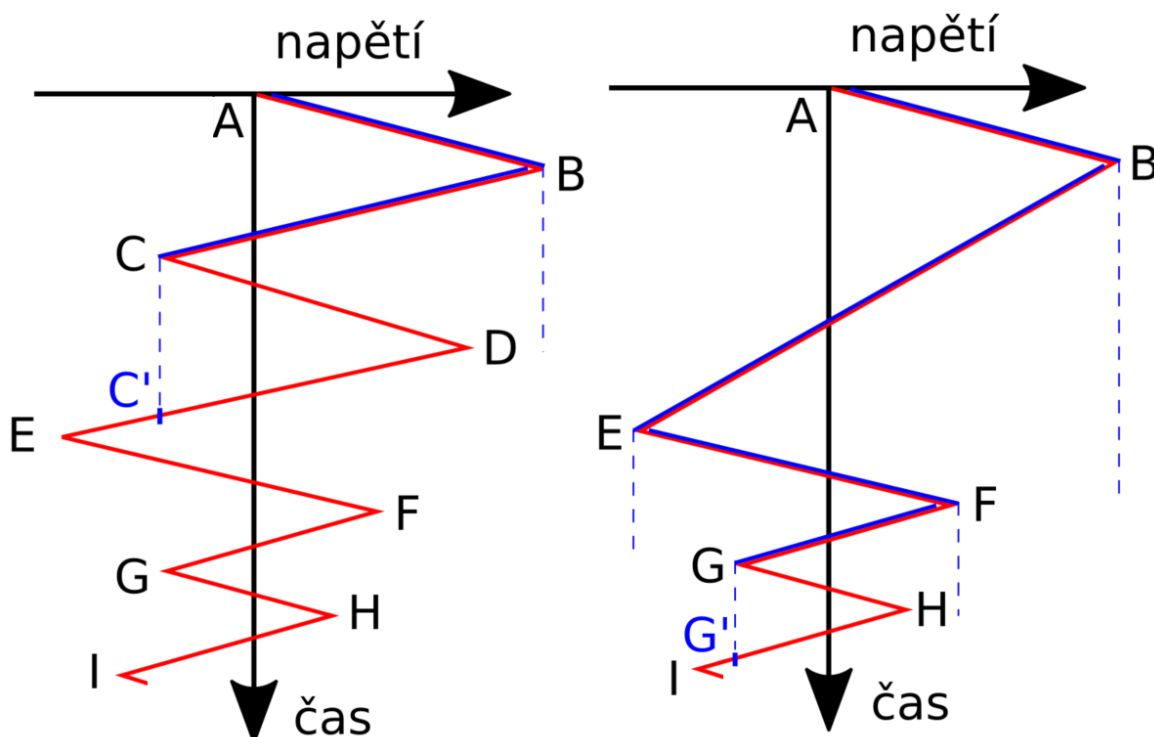
aby nepravidelné zatěžovací cykly, které mají komplexnější historii, byly dekomponovány na pravidelné zatěžovací cykly, například metodou stékajícího deště [14].

4.2.3. Metoda stékajícího deště

Metoda stékajícího deště je nejvíce rozšířená metoda pro počítání cyklů v případě nepravidelného namáhání [11]. Princip metody je vysvětlen pomocí obrázku 4.13. Nepravidelné zatěžování se skládá z lokálních maxim a minim. Tyto lokální extrémy jsou pro názornost označeny písmeny $A - I$. Následně pomůžeme si představit, že po průběhu zatěžování stéká voda. Voda začne téct nejprve z bodu A do bodu B , který se stane dočasným zdrojem. Z bodu B teče voda dvojím způsobem a to po průběhu zatížení do bodu C a svisle. Svislý proud z bodu B sledujeme až na úroveň bodu D , tedy obecně od zdroje po další příští extrém, s kterým může zdroj uzavřít jeden cyklus. Pokud by se voda tekoucí ve svislém směru střetla se spojnici extrémů C a D , vznikl by uzavřený cyklus. V případě cyklu na levé straně obrázku 4.13 svislý proud vody se spojnici nestřetne, a proto se dalším dočasným zdrojem stává bod C . Svislý proud z bodu C tentokrát dopadá na spojnici bodů D a E , kde je vytvořen bod C' . V tomto případě údajají body CDC' uzavřený cyklus, který je následně vyjmut z průběhu zatěžování jak je naznačeno na levé straně obrázku 4.13 a jsou pro něj poznamenány hodnoty rozkmitu napětí a středního napětí určené následovně [15]:

$$\Delta\sigma = |\sigma_C - \sigma_D|, \quad (4.32)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_C + \sigma_D}{2}. \quad (4.33)$$



Obr. 4.13: Schéma metody stékajícího deště

Analogicky lze pak pokračovat dekompozicí cyklu, jak je naznačeno na pravé straně obrázku 4.13, kde po vyjmutí cyklu je sledován tok vody znovu od počátečního bodu průběhu

namáhání [15]. Po dekompozici zatížení tímto způsobem může vzniknout residuální zatížení, dále označeno jako residuum, které nelze dále rozdělit na cykly a jeho části lze označit jako půlcykly. V této skupině se typicky vyskytuje zatížení s nejvyšším rozkmitem. Způsob jak hodnotit tyto půlcykly není jednotný, v extrémních případech se půlcykly zanedbávají, nebo se považují za plné cykly, v závislosti na tom, jak je daný způsob hodnocení konzervativní [16].

Pomocí dalších metod lze residuum dále rozložit na cykly. Jednou z těchto metod je metoda spojování residuálních cyklů, která je podrobně popsána ve [18, 19]. Metoda aplikuje opět algoritmus stékajícího deště na nové zatížení, které se skládá ze dvou po sobě jdoucích residuí určených z první dekompozice. Cykly napočítané při dekompozici zdvojeného residua se přidají k cyklům napočítaným při první dekompozici. Residuum vzniklé při druhé dekompozici je stejné jako residuum vzniklé při první dekompozici a lze ho tedy zanedbat [18].

4.3. Explicitní algoritmus metody konečných prvků

Explicitní algoritmus metody konečných prvků se liší od klasického tranzientního algoritmu metody konečných prvků způsobem časové integrace pohybové rovnice. Pohybová rovnice bez vlivu tlumení má následující tvar:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{U}}_n + \mathbf{K}\mathbf{U}_n = \mathbf{F}_n, \quad (4.34)$$

kde \mathbf{M} je matice hmotnosti, \mathbf{U}_n je matice zryhlení, \mathbf{K} je matice tuhosti, \mathbf{U}_n je matice posuvů a \mathbf{F}_n je matice vnějšího zatížení. Cílem explicitního algoritmu je určit \mathbf{U} v čase t_{n+1} . Předpokládá se znalost řešení \mathbf{U} bodech t_0 až t_n . Nejprve se vyjádří aproximace matice rychlosti v časech $t_{n+\frac{1}{2}}$ a $t_{n-\frac{1}{2}}$ pomocí centrální difference následovně [6]:

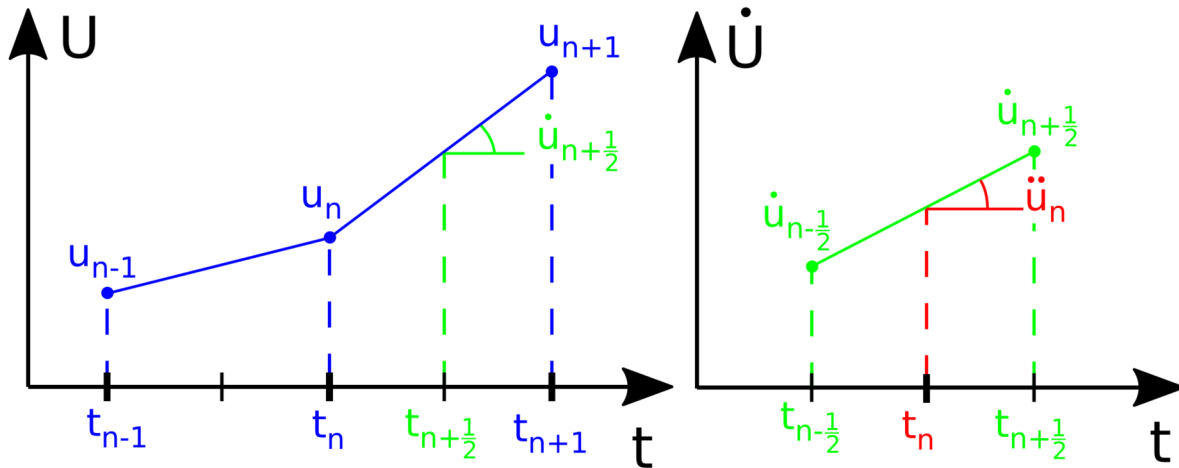
$$\dot{\mathbf{U}}_{n+\frac{1}{2}} = \frac{\mathbf{U}_{n+1} - \mathbf{U}_n}{\Delta t}, \quad (4.35)$$

$$\dot{\mathbf{U}}_{n-\frac{1}{2}} = \frac{\mathbf{U}_n - \mathbf{U}_{n-1}}{\Delta t}. \quad (4.36)$$

Následně lze obdobně vyjádřit matici zrychlení v čase t_n . Dosazením výrazů (4.35) a (4.36) je matice zrychlení upravena následovně [6]:

$$\ddot{\mathbf{U}}_n = \frac{\dot{\mathbf{U}}_{n+\frac{1}{2}} - \dot{\mathbf{U}}_{n-\frac{1}{2}}}{\Delta t} = \frac{\mathbf{U}_{n+1} - 2\mathbf{U}_n + \mathbf{U}_{n-1}}{\Delta t^2}. \quad (4.37)$$

Tyto kroky jsou znázorněny na obrázku 4.14, kde řešení je v daném časovém intervalu aproximováno lineárně a vyznačené sklony jsou první derivace a druhá derivace tohoto přibližného řešení [6].



Obr. 4.14: Vyjádření rychlosti a zrychlení pomocí centrální difference

Dosažením výrazu (4.37) do pohybové rovnice pro časový krok t_n (4.34) je po úpravě získán následující vztah [6]:

$$\frac{\mathbf{M}}{\Delta t^2} \mathbf{U}_{n+1} = \mathbf{F}_n - \mathbf{K} \mathbf{U}_n + \frac{\mathbf{M}}{\Delta t^2} (2\mathbf{U}_n - \mathbf{U}_{n-1}). \quad (4.38)$$

Jedinou neznámou v rovnici (4.38) je vektor posuvů \mathbf{U}_{n+1} . Rovnici lze řešit podobně jako systém rovnic pro statickou úlohu metody konečných prvků, který má následující tvar:

$$\mathbf{K} \mathbf{U} = \mathbf{F}, \quad (4.39)$$

s tím rozdílem, že pro explicitní algoritmus je třeba provést inverzi matice hmotnosti. Z rovnice (4.38) zároveň vyplývá, že není nutné provádět inverzi matice tuhosti, která v časových iteracích pouze mění svůj tvar. Důležitou vlastností explicitního algoritmu je podmíněná stabilita, tedy stabilní výsledek je získán při dodržení dostatečně malé délky časového kroku. Maximální časový krok při řešení explicitní úlohy je určen následovně:

$$\Delta t_{krit} = \frac{h}{c}, \quad (4.40)$$

kde h označuje charakteristický rozměr nejmenšího prvku v síti a c označuje rychlost šíření napěťových vln pro daný materiál. Rychlost šíření napěťových vln v materiálu je určena následovně:

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}}, \quad (4.41)$$

kde E označuje modul pružnosti daného materiálu a ρ označuje hustotu daného materiálu. Největší možný časový krok je tedy nastaven tak, aby i nejmenší prvek v síti alespoň jednou zaznamenal průchod napěťové vlny [6].

Explicitní algoritmus při řešení nelineárních úloh nepoužívá iterační metody pro dosažení konvergence, jakou je například Newtonova–Raphsonova metoda. Místo toho algoritmus v rámci daného časového kroku spočítá pouze řešení soustavy rovnic (4.38). Při dostatečně malém časovém kroku má řešení tendenci opisovat případné nelineární charakteristiky materiálu nebo kontaktní tuhosti. Z hlediska řešení kontaktní úlohy penalizačním algoritmem za použití explicitního řešiče metody konečných prvků si algoritmus přidává zatížení

postupně v časových iteracích, čímž v daném čase konverguje ke konkrétním penetracím [6]. Z hlediska řešení úlohy s plasticitou materiálu pomocí inkrementální teorie plasticity si explicitní řešič zjednoduší určení přírůstku napětí posouvající plochu plasticity pouze jako zkušební napětí σ^* kolmé na plochu plasticity a případné splnění podmínky $F = 0$ si vynutí změnou velikosti tohoto napětí [9].

4.3.1. Použití a výhody explicitního algoritmu

Z hlediska dynamiky je algoritmus vhodný pro rychlé děje s výrazným nelineárním chováním typu borcení skořepin, rázová zatížení a velké prostorové úlohy s komplikovanou topologií sítě [17]. Algoritmus lze také použít pro statické úlohy, kde je to výhodné zvláště pokud je úloha výrazně nelineární. Při použití explicitního algoritmu pro statickou úlohu je úloha řešena jako dynamická, jelikož má matice hmotnosti v algoritmu zásadní vliv. Zvláště při řešení statických úloh, kde jsou setrvačné účinky nevýrazné, je možné využít přepočtu matice hmotnosti na konzistentní matici hmotnosti, která přepočítává nenulové mimodiagonální prvky matice hmotnosti na diagonálu a ze soustavy rovnic (4.38) vzniká systém nezávislých rovnic. Další možností urychlení výpočtu při řešení statických úloh jsou manuální urychlení úlohy nebo použití škálování hmotnosti, při kterém se navyšuje hustota malých prvků v síti s cílem zvýšit kritický časový krok [6].

5. Volba metody řešení

Problém formulovaný v této diplomové práci vyžaduje použití numerického přístupu výpočtového modelování, jelikož je řešená geometrie pro analytický přístup příliš složitá a zároveň řešení musí zohlednit přítomnost nelinearit jako jsou velké posuvy, velké deformace, plasticita a nestacionární kontakt těles. Ve strukturální mechanice je pro numerické výpočtové modelování ve většině případů využívána metoda konečných prvků a je proto pro řešení použita v této práci. Tato metoda spočívá v nahrazení spojité struktury diskrétní strukturou, jejíž části se nazývají prvky. Vlastnosti daného prvku jsou soustředěny do bodů prvku, které se nazývají uzly. Pro každý uzel lze formulovat potenciální energii Π jako rozdíl energie napjatosti W a potenciálu vnějšího zatížení P následovně:

$$\Pi = W - P = \frac{1}{2} \mathbf{U}^T \mathbf{K} \mathbf{U} - \mathbf{U}^T \mathbf{F}, \quad (5.1)$$

kde \mathbf{U} je matice posuvů, \mathbf{K} je matice tuhosti a \mathbf{F} je matice vnějšího zatížení. Podle Lagrangeova principu se z posuvů, které zachovávají spojitost tělesa a splňují geometrické okrajové podmínky, realizují ty, které udílejí celkové potenciální energii stacionární hodnotu. Posuvy, které udílejí potenciální energii stacionární hodnotu, jsou určeny anulováním parciálních derivací potenciální energie podle posuvů následovně [17]:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \mathbf{U}} = \mathbf{0} \rightarrow \mathbf{K} \mathbf{U} = \mathbf{F}. \quad (5.2)$$

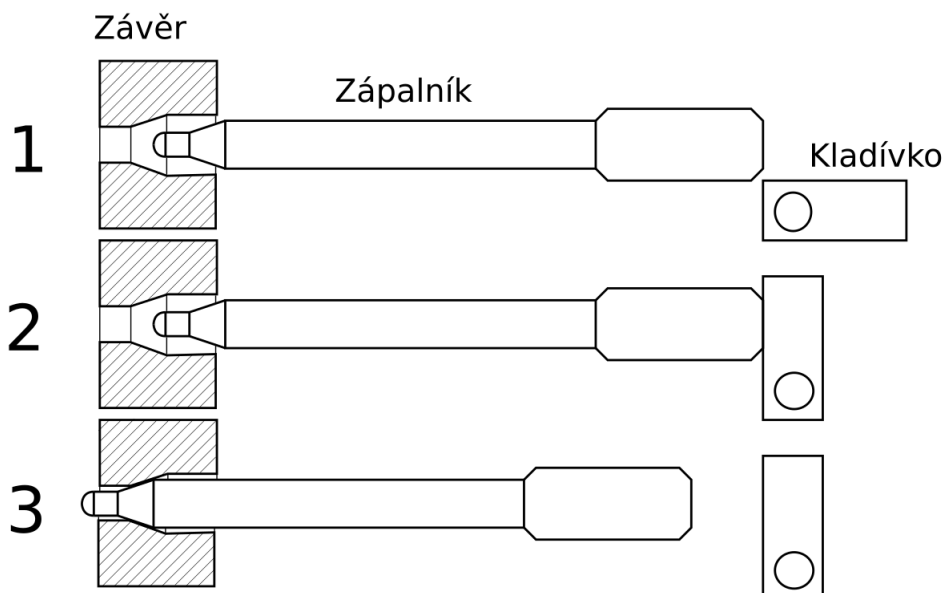
Upravená rovnice (5.2) je základní rovnice metody konečných prvků pro řešení statické úlohy strukturální mechaniky [17]. Pro řešení dynamické úlohy je v této práci použit explicitní algoritmus metody konečných prvků, který je popsán v podkapitole 4.3. Explicitní algoritmus je pro řešení vybrán, jelikož je vhodný pro analýzu rychlých rázových dějů a do této kategorie lze zařadit výstřel naprázdno. Pro řešení pomocí explicitního algoritmu byl použit program Abaqus od společnosti Dassault Systemes verze 2019.

6. Výstřel naprázdno

Tato kapitola je vypracována na základě konzultací a materiálů poskytnutých firmou Česká Zbrojovka, a.s.

Při výstřelu naprázdno zápalník interaguje nejprve s kladívkem, které do zápalníku naráží a vyvolá tak jeho translační pohyb, na jehož konci se zápalník zastaví o závěr. Při nárazu od kladívka nebo nárazu do závěru se zápalníkem začnou šířit napěťové vlny. Tyto napěťové vlny se odráží od všech volných povrchů s opačnou orientací napětí. Napěťové vlny se v zápalníku časem zatlumí, v krátkých analýzách lze však toto tlumení zanedbat. Výstřel naprázdno je pro zápalník nebezpečný, neboť kinetická energie zápalníku je při nárazu do tuhého závěru velmi rychle přeměněna na energii deformační, zatímco při výstřelu s nábojem v komoře je většina kinetické energie postupně přeměněna na plastickou deformaci poddajné zápalky náboje a až poté je zápalník zastaven o závěr. Zatížení od setrvačných účinků působících na špičku zápalníku je tedy v případě výstřelu naprázdno výrazně vyšší. Malá část energie při výstřelu je vložena do pružiny, která má za úkol vrátet zápalník do výchozí polohy. Tato pružina má však na rázové namáhání zápalníku zanedbatelný vliv a na základě doporučení od firmy není dále její přítomnost uvažována. Rázové namáhání zápalníku při výstřelu naprázdno je tedy možné modelovat za pomoci tří těles, která spolu vzájemně interagují.

Výstřel na prázdko lze rozdělit na tři fáze, k jejichž definování jsou na obrázku 6.1 schématicky znázorněny stavy, které tyto fáze oddělují. První fáze začíná spuštěním bicího mechanismu z výchozí polohy, druhá fáze začíná úderem kladívka do zápalníku, třetí fáze začíná naražením zápalníku do závěru a končí vrácením zápalníku do výchozí polohy. Z hlediska hodnocení rázového namáhání je tedy důležitý časový interval, který začíná těsně před naražením kladiva do zápalníku a končí někdy po nárazu zápalníku do závěru.



Obr. 6.1: Schéma výstřelu naprázdno

Jak již bylo řečeno, při nárazu do závěru, dochází vlivem setrvačných účinků působících na špičku zápalníku, ke vzniku vysokého tahového napětí na rozhraní mezi špičkou zá-

palníku a kontaktní plochou zápalníku se závěrem, které může vést až k utržení špičky zápalníku důsledkem únavového porušení. Na obrázku 6.2 jsou vyfoceny příklady zápalníků s ulomenou špičkou.



Obr. 6.2: Zápalníky s ulomenou špičkou [20]

Únavovým porušením zápalníku při výstřelu naprázdno se zabývá článek [21]. V článku je použita dvojice zápalníků výrazně užších, než zápalník použitý v této práci. Pro zápalník jsou zanedbány některé konstrukční prvky, aby bylo možné vytvořit jeho rotačně symetrický model geometrie. Vedle rotačně symetrického modelu geometrie je v práci použit i trojrozměrný model geometrie. Během simulace je pro zápalník sledován průběh napětí v ose rotační symetrie v jednom konkrétním bodě, který je již před simulací považován za kritický. Dále je průběh napětí v ose rotační symetrie aproximován symetrickým zatěžovacím cyklem. Pro zápalník je následně pomocí Wöhlerovy křivky vyhodnocen počet cyklů do únavového porušení. Nakonec jsou srovnány výsledky pro oba zápalníky a pro rotačně symetrický model geometrie a trojrozměrný model geometrie. Z výsledků lze usoudit, že použití rotačně symetrického modelu geometrie neznehodnocuje výsledky výpočtu.

Dále článek [22] se zabývá úderem zápalníku do zápalky náboje. V článku je zmíněno tepelné ovlivnění mechanických vlastností zápalníku, spojené s emisí oxidu uhličitého. To může mít za následek změnu mechanických vlastností zápalníku souvisejících se změnou mikrostruktury materiálu zápalníku. Při výstřelu naprázdno vysoká teplota nevzniká, ale změna mechanických vlastností se může přenést do výstřelu naprázdno a zapříčinit dřívější nastání únavového porušení. Dalším článkem, který se zabývá úderem zápalníku do zápalky je Riyanto.

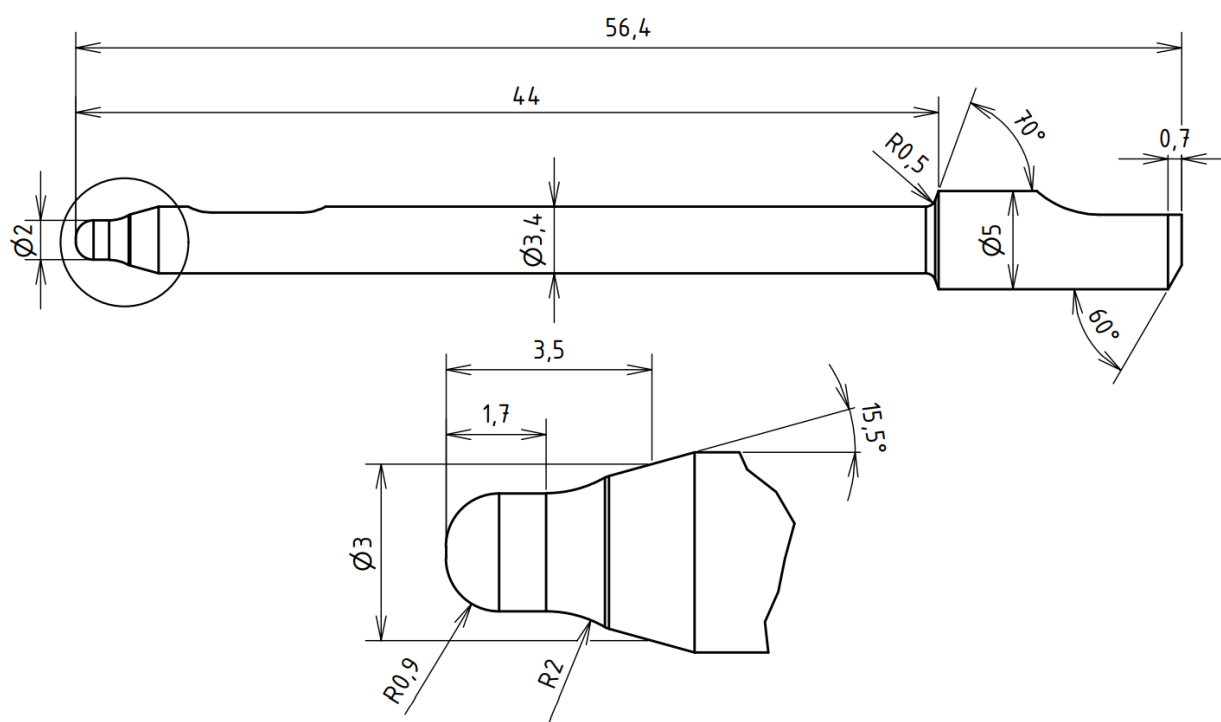
Autorovi nejsou známy další relevantní zdroje v souvislosti s výpočtovým modelováním výstřelu naprázdno. Dostupných článků z problematiky výstřelu naprázdno je velmi málo. Většina zbrojařských firem používá výpočtové modelování velmi omezeně a upřednostňuje systematické experimenty. V souvislosti s cenou těchto experimentů nebývají výsledky těchto experimentů zveřejněny.

7. Tvorba výpočtového modelu

Tato kapitola je vypracována na základě konzultací a materiálů poskytnutých firmou Česká Zbrojovka, a.s., dále je čerpáno z dokumentace programu Abaqus [24, 25].

7.1. Dílčí model geometrie

Součástí tvorby modelu je vytvoření dílčího modelu geometrie řešených součástí. Zájmovou součástí je zápalník, k němuž je poskytnuta celková geometrie. Zápalník pochází z hlavní zbraně, která není na žádost firmy blíže specifikována, což však nijak neovlivňuje následující výpočty. Nejdůležitější rozměry zápalníku bez tolerancí jsou zobrazeny na obrázku 7.1.

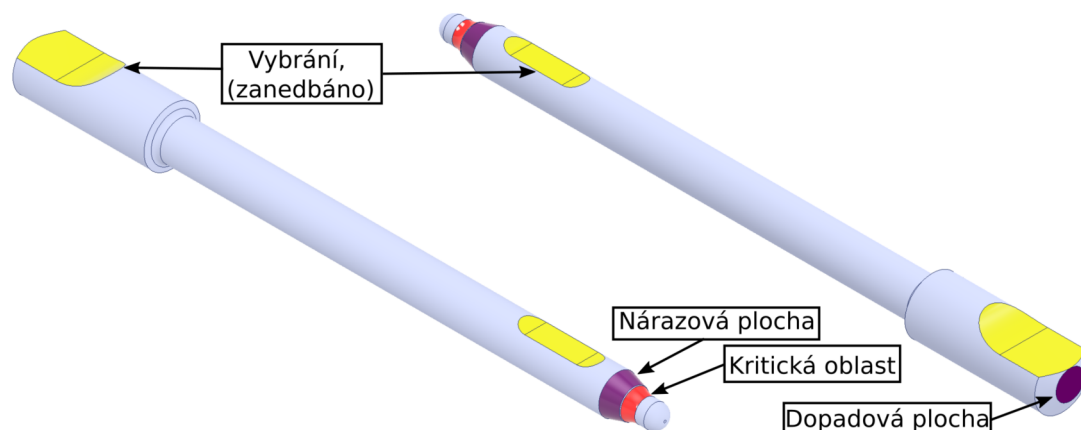


Obr. 7.1: Nejdůležitější rozměry zápalníku

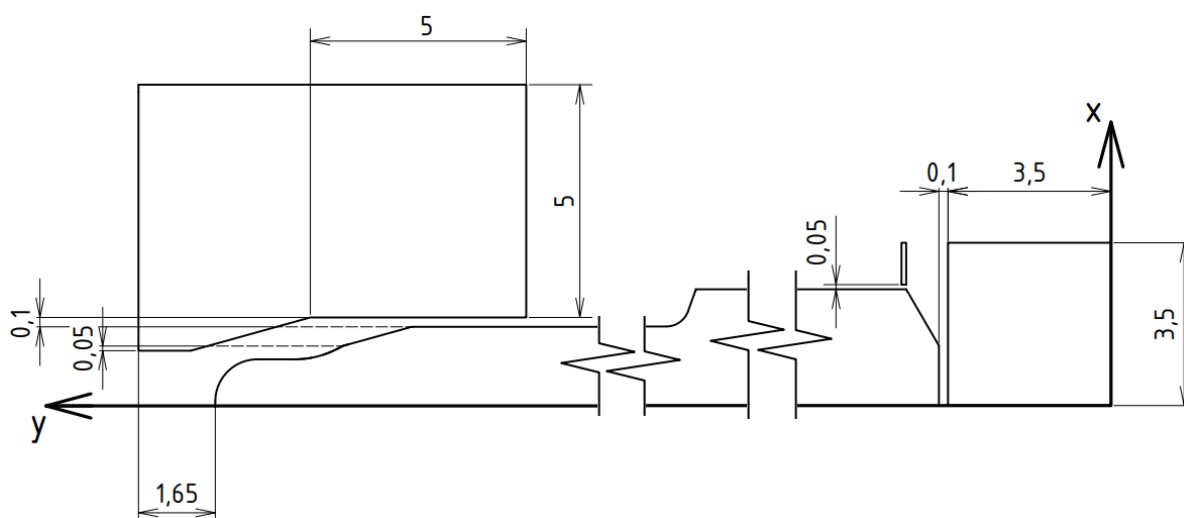
Na základě doporučení od firmy je geometrie pro výpočet zjednodušena na rotačně symetrickou součást, aby bylo později možné řešit úlohu jako rotačně symetrickou. Je tedy zanedbáno vybrání za špičkou zápalníku a vybrání na rozšířené části. Obě tyto vybrání by měli mít zanedbatelný vliv na napětí v kritické oblasti, kde je předpokládán vznik únavového lomu. Zároveň tato vybrání neovlivňují velikost kontaktních ploch a nemají tedy v okamžiku kontaktu vliv na vzniklou napěťovou vlnu. Na obrázku 7.2 jsou na geometrickém modelu naznačeny kontaktní plochy, zanedbaná vybrání a kritická oblast, kde se předpokládá vznik únavového porušení. Pro odlišení je v práci kontaktní plocha zápalníku se závěrem nazývána nárazovou plochou a kontaktní plocha zápalníku s kladívkem dopadovou plochou. Zaoblení na přelomu mezi kritickou oblastí a nárazovou plochou je na základě doporučení firmy zanedbáno.

Schéma sestavy těles výpočtového modelu je zobrazeno na obrázku 7.3. V reálné zbraní je kladívko rotační součást, pokud je však uvažován tečný pohyb kladívka pouze v malém úhlovém rozsahu, lze rotační pohyb aproximovat translačním pohybem a kladívko nahra-

dit válcovou součástí. Tento postup je zvolen na základě doporučení firmy. Kladívko je pro výpočet specifikováno pouze svou hmotností, již přepočítanou pro translační pohyb. Poloměr kladívka je stanoven tak, aby byl širší než nejširší rozměr zápalníku ve směru kolmém na osu rotační symetrie. Díky tomu je možné do sestavy přidat zarážku, která zabráni opětovanému úderu kladívka do zápalníku, poté co se zápalník odrazí od závěru. V reálné zbrani je tato zarážka součástí závěru, pro zjednodušení je zarážka kladívka modelována jako samostatná součást tvaru prstence.



Obr. 7.2: Geometrický model zápalníku



Obr. 7.3: Schéma sestavy těles výpočtového modelu

Geometrie závěru není definovaná přímo, ale pomocí určitých podmínek. Translační vzdálenost, kterou zápalník urazí z výchozí pozice, než se zarazí o závěr, je 2,9 mm. Špička zápalníku musí při kontaktu se závěrem vyčnívat v mezích 1 až 1,5 mm. Pro výpočet je vybrána hodnota vyčnívání 1,25 mm. Dále úhel sražení plochy, do které zápalník narazí, musí být stejný jako úhel sražení nárazové plochy. Závěr ve zbrani je násobně větší součást než zápalník. Aby byl výpočtový model zjednodušen, jsou šířka a výška závěru stanoveny tak, že je uvažována pouze část závěru, která má vliv na namáhání zápalníku. Při použití menší části závěru by vazba závěru byla blízko kontaktní ploše, což by dovolilo závěru menší deformace. Při menší deformaci závěru by náraz zápalníku proběhl rychleji, což by ovlivnilo velikost setrvačných sil působících na zápalník.

7.2. Tvorba makra v programu Abaqus

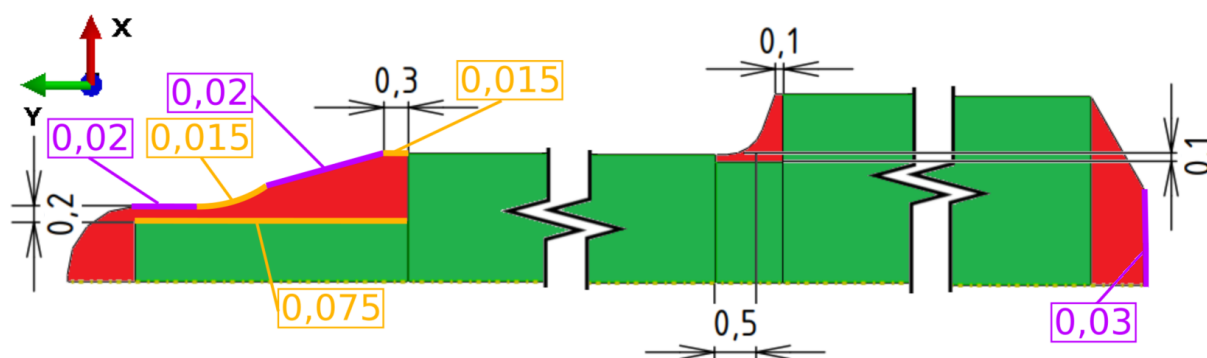
Jelikož práce vyžaduje provedení velkého množství výpočtů pro různé konfigurace geometrie, je vhodné vytvořit parametrický výpočtový model pomocí makro skriptu. Makra pro Abaqus se píšou v programovacím jazyce Python. V Abaqusu jsou dva nástroje, které tvorbu makra usnadňují. Prvním z nich je použití souboru .jnl. V tomto souboru se při manuální tvorbě modelu ukládají příkazy, které provádí ekvivalentní akce. Z tohoto souboru je pak možné příkazy zkopírovat do skriptu, který bude zohledňovat parametrizaci. Výhodou tohoto přístupu je, že zaznamenává jen nejdůležitější příkazy a nezaznamenává tak například příkazy spojené z pozicí kamery pohledu. Nevýhodou je, že pro načtení příkazů do souboru je nutné daný soubor .cae vždy uložit. Druhým způsobem, který je použit v této práci, je použití Macro Manageru. Ten lze spustit vybráním **File** → **Macro Manager**. Zde je možné vytvořit soubor abaqusMacros.py v pracovním nebo domovském adresáři, který živě zaznamenává příkazy ekvivalentní akcím prováděným v Abaqusu. Tyto příkazy je následně možné zkopírovat do skriptu a případně je modifikovat tak, aby zohledňovali parametrizaci. Vyvořený skript je pak možné spustit vybráním **File** → **Run Script**. V rámci této práce je vytvořen parametrický výpočtový model ve formě makro skriptu, jehož vstup jsou konstrukční body popisující danou geometrickou konfiguraci a velikost sítě v různých oblastech.

7.3. Geometrie a síť konečných prvků

Analýza je provedena s podmínkou rotační symetrie. Součásti jsou definovány jako rotačně symetrické a nakresleny v modulu Part, přičemž osa rotační symetrie je osa y a součásti je nutné nakreslit v I. a IV. kvadrantu. Pro prvky sítě je nastavena rotačně symetrická formulace. Při síťování geometrie je třeba použít nástroj Partition tak, aby byla geometrie rozdělena na segmenty, které je možné síťovat mapovaně a segmenty, které je třeba síťovat volně. Po rozdělení je pomocí nástroje Mesh controls jednotlivým segmentům přiřazeno mapované nebo volné síťování, přičemž na mapované i volně síťované segmenty jsou použity lineární čtyřúhelníkové prvky.

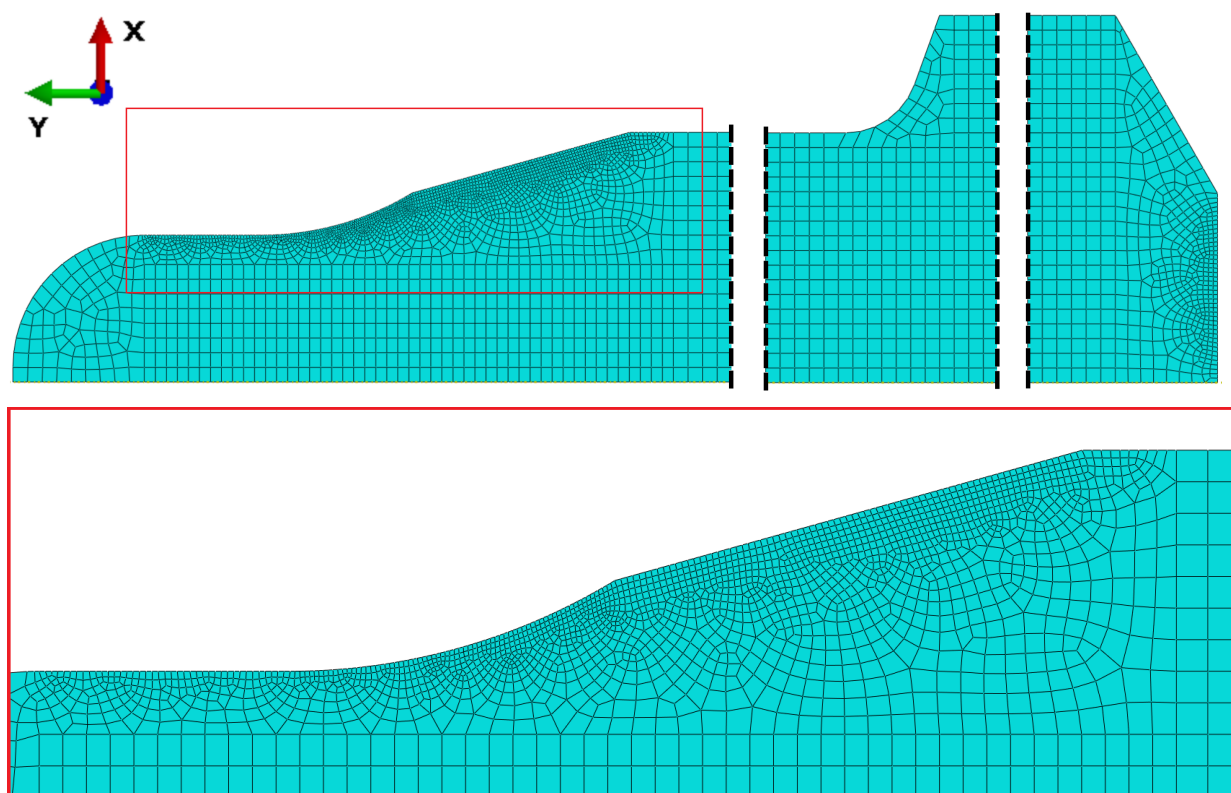
7.3.1. Zápalník

Jak bylo zmíněno v podkapitole 7.1, je zaoblení mezi nárazovou plochou a kritickou oblastí zanedbáno. Místo toho zaoblení v kritické oblasti i nárazová plocha přirozeně pokračují do bodu, kde se střetnou. Pro určení průsečíku přímky reprezentující nárazovou plochu a kružnice reprezentující zaoblení kritické oblasti je součástí makro skriptu funkce, která pomocí analytické geometrie počítá průsečík kružnice a přímky. Síť konečných prvků je nutné vytvořit tak, aby se její kvalita nezhoršila při změně parametrů popisujících geometrii. Globálně je velikost sítě nastavena na 0,1 mm. Geometrie zápalníku je pro síťování rozdělena tak, aby mohla být co největší část síťována mapovaně. Způsob jakým je zápalník rozdělen na segmenty je znázorněn na obrázku 7.4, přičemž červeně vybarvené segmenty jsou síťované volně a zeleně vybarvené segmenty mapovaně. Na tomto obrázku jsou zároveň uvedeny rozměry těchto segmentů a velikosti prvků pro zjemnění. Volnou síť je potřeba použít v geometricky složitých oblastech a v místech, kde je nutné síť zjemnit. Zjemnění sítě je nutné v kritické oblasti, kde má zjemnění vliv na přesnost výsledků a zároveň v blízkosti obou kontaktních ploch, kde má zjemnění vliv na reálnější chování kontaktu.



Obr. 7.4: Schéma provedení sítě konečných prvků na zápalníku

Vytvořená konečnoprvková síť a její detaily jsou zobrazeny na obrázku 7.5.

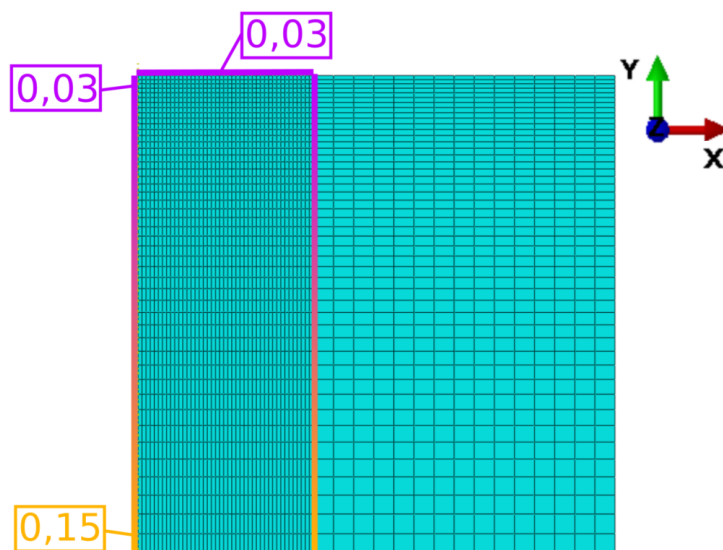


Obr. 7.5: Vytvořená síť konečných prvků na zápalníku

7.3.2. Kladívko

Kladívko je z hlediska analýzy důležité pouze pro náraz do zápalníku, jakmile jsou po nárazu tělesa oddělena, kladívko pro analýzu není dále důležité. Při tvorbě sítě je tedy třeba dbát na zjemnění v oblasti, kde dochází ke kontaktu se zápalníkem. Pokud by v této oblasti nebyla síť dostatečně kvalitní, můžou vzniknout velké penetrace povrchů, jejichž důsledkem může dojít k plastické deformaci, čímž se ztratí část kinetické energie. Povrch, který přichází do kontaktu se zárážkou, nemusí být příliš zjemněn, ale v extrémním případech může dojít k selhání kontaktu, což vede k předčasnému ukončení výpočtu. Globální velikost prvku kladívka je 0,15 mm. Na obrázku 7.6 je zobrazena vytvořená síť

na kladívku, schématicky je zde znázorněno rozdělení geometrie na segmenty a velikosti prvků pro zjemnění.



Obr. 7.6: Schéma provedení sítě a vytvořená síť konečných prvků na kladívku

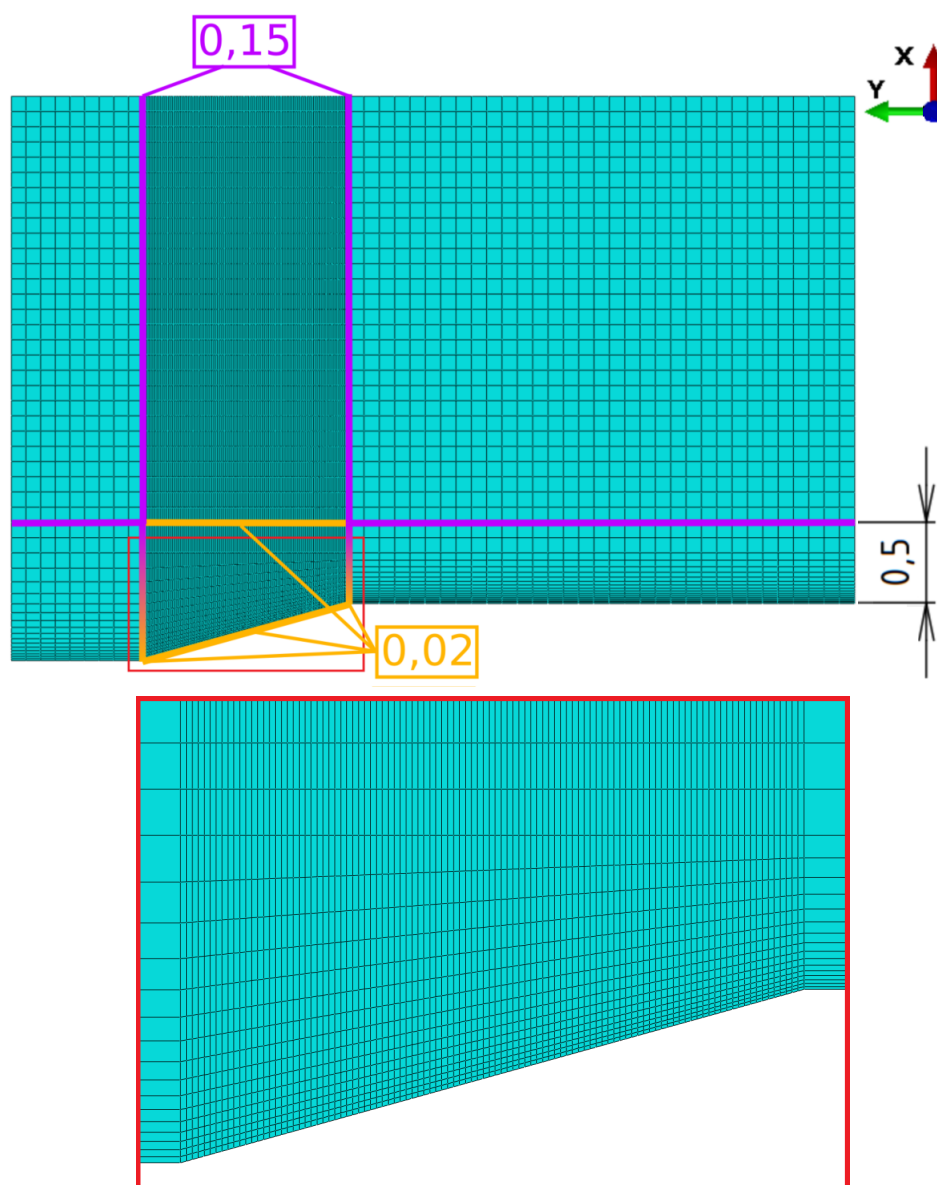
7.3.3. Závěr a zarážka

Síť konečných prvků na závěru je potřeba zjemnit v oblasti kontaktní plochy se zápalníkem. Pro zbytek závěru je nastavena globální velikost prvku 0.15 mm. Geometrie závěru je rozdělena na segmenty tak, že je celá síť konečných prvků mapovaná. Použití volné sítě bez rozdělení na segmenty může způsobit pro některé konfigurace závěru velmi špatnou kvalitu sítě. Na obrázku 7.7 je zobrazena vytvořená síť na závěru, schématicky je zde znázorněno rozdělení geometrie na segmenty a velikosti prvků pro zjemnění. Pro zarážku je použita mapovaná síť s globální velikostí prvku 0.1 mm.

Počet uzlů a prvků pro jednotlivé součásti je uveden v tabulce 7.1.

Tab. 7.1: Počet uzlů a prvků pro jednotlivé součásti

Součást	Počet uzlů	Počet prvků
Zápalník	12868	12193
Kladívko	2832	2726
Závěr	6956	6762
Zarážka	22	10
Celkem	22678	21691



Obr. 7.7: Schéma provedení sítě a vytvořená síť konečných prvků na závěru

7.4. Model materiálu

Pro součásti jsou poskytnuty firmou adekvátní materiálové charakteristiky. Na žádost firmy nejsou označení materiálů specifikována. Pro zápalník a závěr jsou poskytnuty charakteristiky popisující elastickou deformaci společně s charakteristikami Johnsonova–Cookova modelu plasticity s vlivem rychlosti deformace. Jak bylo zmíněno v teoretické části, hodnota A představuje mez kluzu materiálu. Vliv teploty v práci není potřeba uvažovat, jelikož při výstřelu naprázdno nevznikají vysoké teploty. Kladívko je specifikováno pouze materiálovými charakteristikami elastické deformace, jelikož v něm při nárazu do zápalníku nedochází ke vzniku napětí vyšších než mez kluzu materiálu a nedochází tak k jeho plastické deformaci. Hustota kladívka je určena podle jeho hmotnosti přepočítané na translační pohyb a objemu kladívka, který je určen v rámci dílčího modelu geometrie.

Hmotnost kladívka je 68 g. Poloměr a současně výška kladívka je 3,5 mm. Hustota kladívka je určena následovně.

$$\rho_{\text{kladívko}} = \frac{m_{\text{kladívko}}}{V_{\text{kladívko}}} = \frac{0,068}{\pi \cdot 0,0035^3} = 504841 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Materiál zarážky pro analýzu není podstatný a je pro něj tedy nastaven stejný materiál jako pro závěr. Použité materiálové charakteristiky jsou shrnuty v tabulce 7.3.

Tab. 7.2: Materiálové charakteristiky pro výpočet

Součást	$\rho \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$	E[GPa]	$\mu [-]$	A[MPa]	B[MPa]	n[MPa]	C[-]	$\dot{\epsilon}_0 [\text{s}^{-1}]$
Zápalník	4430	110	0,3	980	584,9	0,57344	0,0128	1
Závěr	7850	210	0,3	1100	2528	0,4726	0,0134	1
Kladívko	504841	210	0,3	-	-	-	-	-

Pro materiál zápalníku je v tabulce 7.3 uvedena mez pevnosti R_m a mez únavy σ_c . Pomocí těchto hodnot je v dalších kapitolách vyhodnoceno namáhání zápalníku.

Tab. 7.3: Materiálové charakteristiky pro vyhodnocení namáhání zápalníku

$R_m [\text{MPa}]$	$\sigma_c [\text{MPa}]$
1090	420

7.5. Explicitní analýza

V modulu Step je vybrána explicitní analýza s délkou 0,35 ms. Je zde zároveň ponecháno nastavení zahrnutí geometrických nelinearit. Pro řešení je nastaveno ukládání výsledků analýzy každých 25 ns, krok analýzy je určen programem Abaqus přibližně 1,4 ns.

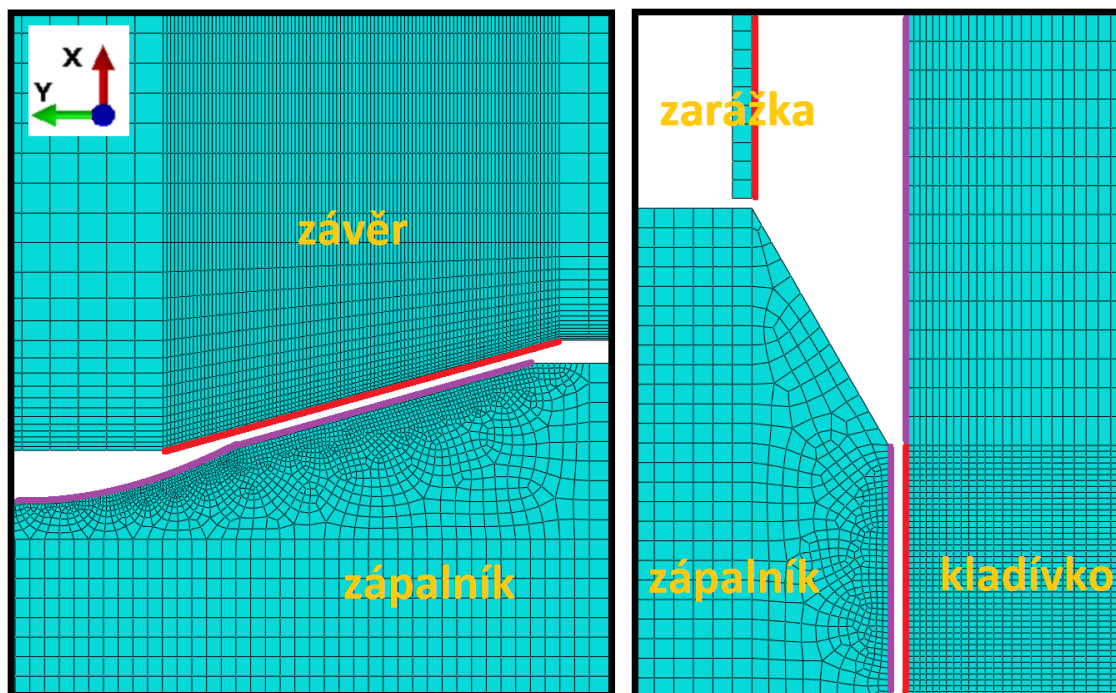
7.5.1. Kontakty

Pro analýzu je definováno pouze normálové chování kontaktu. Reálné kontaktní povrchy jsou leštěné a mazané, na doporučení firmy proto není do analýzy zahrnuto tření. Normálové chování kontaktu je specifikováno v položce Interaction Properties. Zde je ponecháno výchozí nastavení kontaktu, kterým je:

- Pressure Overclosure = HARD – není kladeno omezení na velikost kontaktního tlaku
- Allow Separation = ON – je povoleno oddělení povrchů po nastání jejich kontaktu
- Constraint Enforcement Method = DEFAULT – použití penalizační metody pro typ kontaktu povrch na povrch a Pressure Overclosure = HARD

Explicitní analýza v Abaqusu povoluje pro metodu řešení kontaktu pouze penalizační metodu. Následně jsou vybrány dvojice povrchů, které při analýze budou přicházet do kontaktu. Abaqus pro rotačně symetrické úlohy povoluje pouze typ kontaktu povrch na povrch. Pro všechny kontaktní dvojice je ponecháno nastavení finite sliding, které řeší

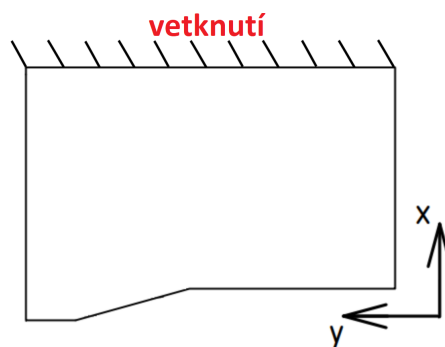
výrazně nestacionární kontakty. V rámci penalizační metody je použita master-slave formulace, kdy uzly povrchu typu slave nemůžou proniknout do povrchu typu master. Master povrchy jsou specifikovány na kladívku a závěru, jelikož jsou z tužšího materiálu. Kontaktní tuhosti pro dané kontaktní dvojice jsou určeny programem Abaqus automaticky. Jednotlivé kontaktní dvojice jsou zobrazeny na obrázku 7.8, přičemž červeně jsou vyznačeny povrchy typu master a fialově povrchy typu slave. Do kontaktu zápalníku se závěrem je zahrnuto, kromě adekvátních kontaktních ploch i zaoblení před kontaktní plochou zápalníku, jelikož by se mohly vlivem deformace některé uzly ze zaoblení dotknout závěru.



Obr. 7.8: Kontaktní dvojice

7.5.2. Počáteční a okrajové podmínky

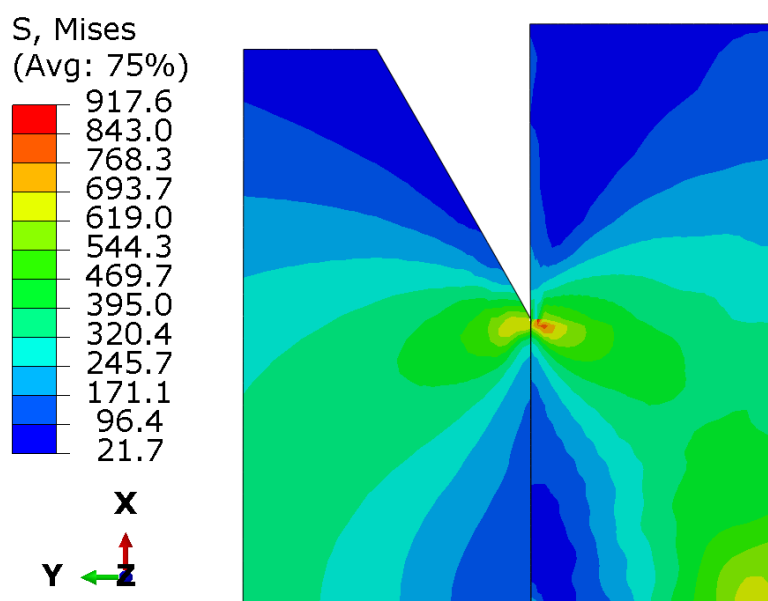
Na závěr a záražku je použita okrajová podmínka Encastre, která symbolizuje vetknutí, tedy odebrání všech stupňů volnosti. V případě záražky je vetknuto těleso jako celek, takže se stává tuhým. V případě závěru je vetknuta jeho vnější hrana ve směru pohybu zápalníku. Vetknutí závěru je znázorněno na obrázku 7.9. Na kladívko jako celek je aplikována podmínka počáteční rychlosti, která je těsně před nárazem do zápalníku $8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$.



Obr. 7.9: Vetknutí závěru

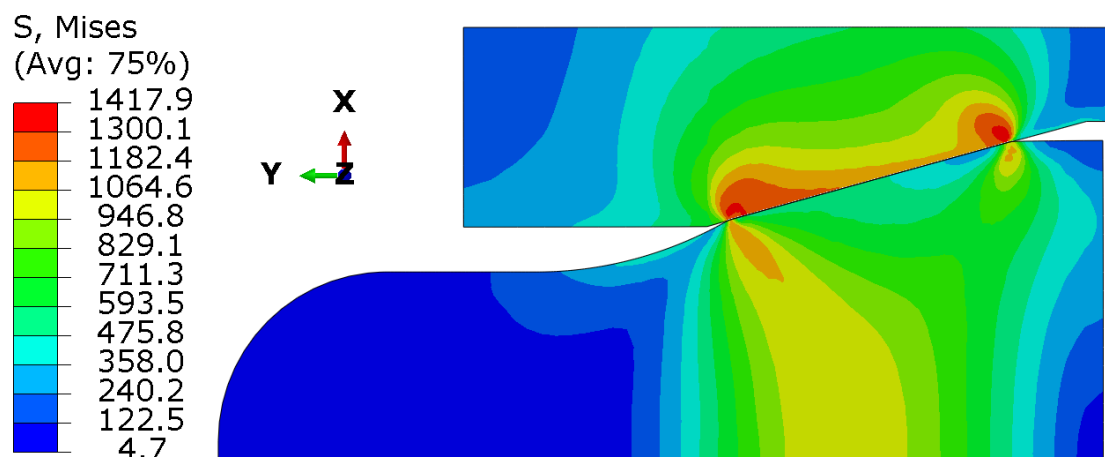
8. Výsledky analýzy původního zápalníku

V této kapitole jsou prezentovány výsledky výpočetního modelu po výpočtu na zadané geometrii zápalníku. Nejprve je sledován kontakt mezi zápalníkem a kladívkem. Na obrázku 8.1 je zobrazeno redukované von Misesovo napětí v jednotkách MPa pro část zápalníku a část kladívka v čase, kdy dochází k maximálním kontaktním tlakům. V tomto momentě je dosaženo nejvyššího napětí, jelikož zde na chvíli dojde k bodovému kontaktu, který je způsoben působením setrvačných sil na část kladívka, které se neopírá o zápalník. Tento jev však neovlivní rychlost, kterou získá zápalník po úderu kladívka a tím pádem nemá vliv na výsledky v kritické oblasti. Z obrázku 8.1 je viditelné, že pro zápalník s mezí kluzu 980 MPa i pro kladívko s mezí kluzu 1200 MPa není dosaženo plasticity ani v bodě, kde dochází k bodovému kontaktu.

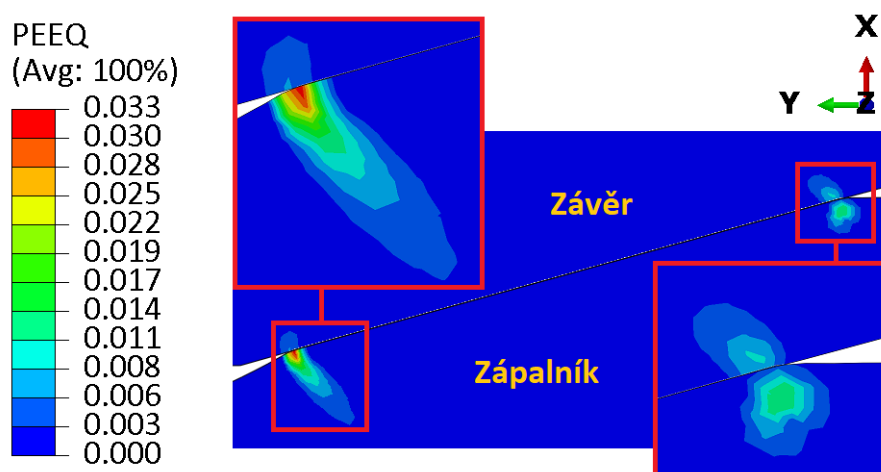


Obr. 8.1: Von Misesovo napětí [—] pro kontakt mezi zápalníkem a kladívkem

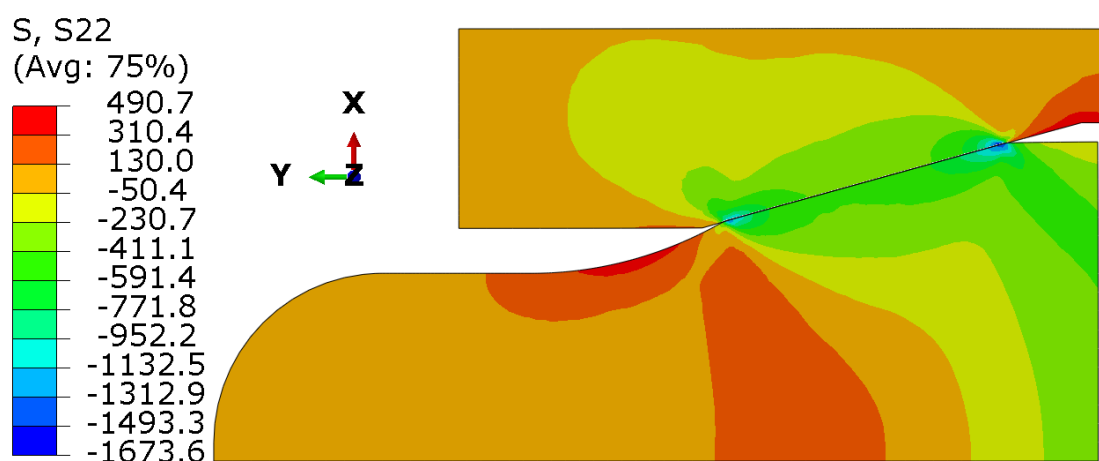
Obdobně je na obrázku 8.2 zobrazeno redukované von Misesovo napětí v jednotkách MPa, pro část zápalníku a část závěru v čase 0,2476 ms. V této době přibližně dochází k ustálení kontaktních penetrací a je tedy možné vidět vliv setrvačných sil způsobených nárazem zápalníku do závěru. Z obrázku 8.2 je patrné, že redukované napětí v oblasti kontaktu je mnohem vyšší než v kritické oblasti. Zároveň jsou napětí v oblasti kontaktu místy vyšší než mez kluzu 980 MPa, což způsobuje plastickou deformaci v těchto místech. Na obrázku 8.3 je znázorněno redukované plastické přetvoření (RPP) podél nárazové plochy v čase, kdy se kontaktní povrchy začínají oddělovat. V okolí nárazové plochy je jediné místo, kde pro zápalník dochází k plastické deformaci. Plastická deformace v těchto místech je pro zápalníky běžná. Napětí, která s touto deformací souvisí, jsou tlaková a tudíž nejsou z hlediska porušení tak nebezpečná. Jelikož zápalník svým tvarem připomíná dlouhé štíhlé těleso, předpokládá se, že dominantní osovou složkou napětí bude napětí v ose y . Na obrázku 8.4 je zobrazeno napětí v ose y v jednotkách MPa, zobrazené ve stejném čase jako redukované napětí na obrázku 8.2. Při sledování napětí v ose y je možné vidět tahové napětí vzniklé v kritické oblasti. Jak je zmíněno v kapitole 6, špička zápalníku se může odtrhnout vlivem únavového porušení. Při použití jednoosého kritéria únavy (JKÚ) je však nutné, aby ostatní složky napětí byly nulové, nebo alespoň zanedbatelné při porovnání s hodnotou napětí použitou pro JKÚ.



Obr. 8.2: Von Misesovo napětí [MPa] pro kontakt mezi zápalníkem a závěrem



Obr. 8.3: RPP [-] pro kontakt mezi zápalníkem a závěrem

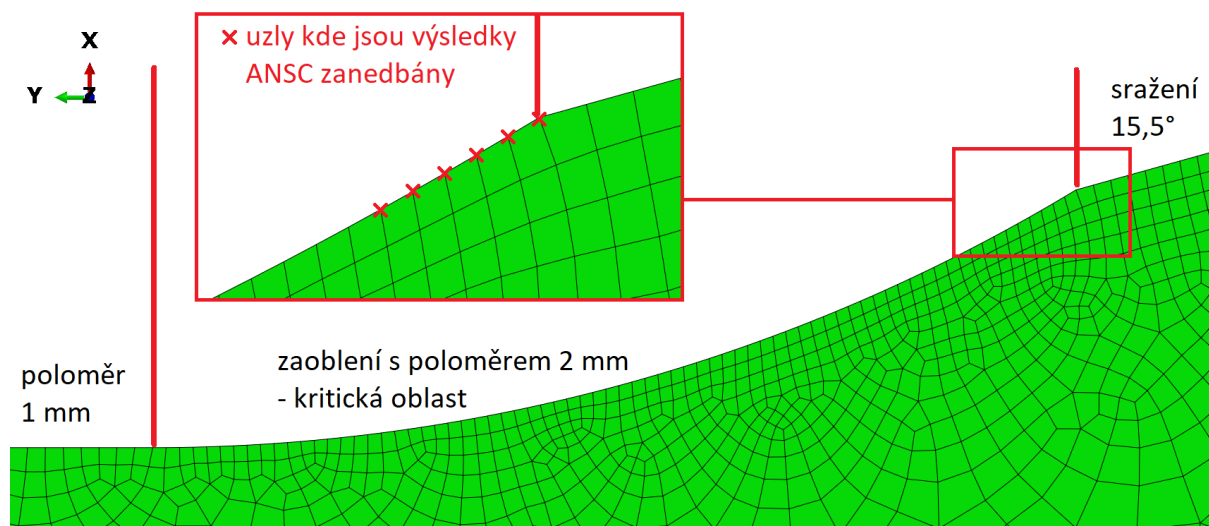
Obr. 8.4: Napětí v ose y [MPa] pro kontakt mezi zápalníkem a závěrem

Je tedy provedeno hodnocení pomocí JKÚ. Pro toto hodnocení jsou použity hodnoty napětí v ose y pro uzly v kritické oblasti. Kritická oblast je povrch zaoblení s poloměrem 2 mm a je vymezena na obrázku 8.5 červenými čarami. Na základě doporučení od firmy není

při hodnocení uvažováno prvních pět uzlů od nárazové plochy a hraniční uzel mezi zaoblením a sražením, jak je znázorněno na obrázku 8.5. Výsledky v těchto uzlech by mohly být zkreslené, jelikož jsou uzly blízko nárazové plochy a může v nich v této souvislosti nastat plastická deformace. Tyto uzly nejsou uvažovány ani při použití dalších kritérií. Pro každý z uvažovaných uzlů v kritické oblasti jsou vypočítány hodnoty amplitudy napětí a středního napětí a následně jsou tyto hodnoty přepočítány na amplitudu napětí symetrického cyklu (ANSC) pomocí Goodmanovy přímky. Následně jsou srovnány ANSC pro jednotlivé uzly. Uzel s nevyšší hodnotou ANSC je kritický uzel z hlediska JKÚ. Pro tento uzel jsou tabulce 8.1 uvedeny hodnoty maximálního napětí $\sigma_{yy,max}$, minimálního napětí $\sigma_{yy,min}$, amplitudy napětí σ_a , středního napětí σ_m a ANSC σ_{ar} .

Tab. 8.1: Hodnoty napětí pro kritický uzel z hlediska JKÚ

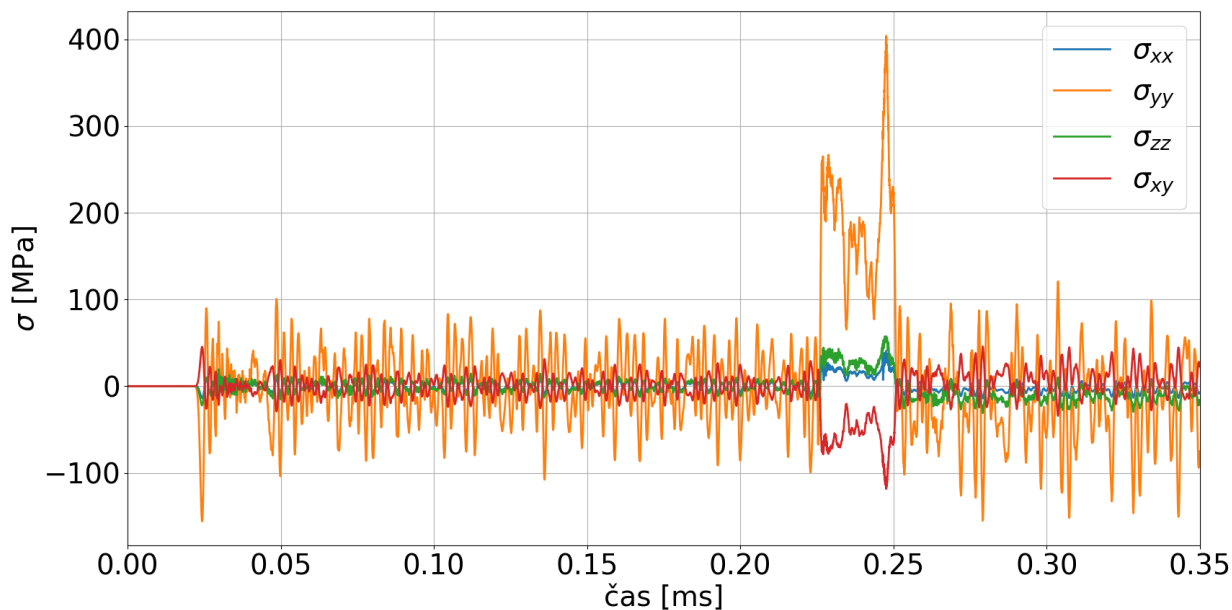
$\sigma_{yy,max}$ [MPa]	$\sigma_{yy,min}$ [MPa]	σ_a [MPa]	σ_m [MPa]	σ_{ar} [MPa]
404	-155,9	279,9	124	315,9



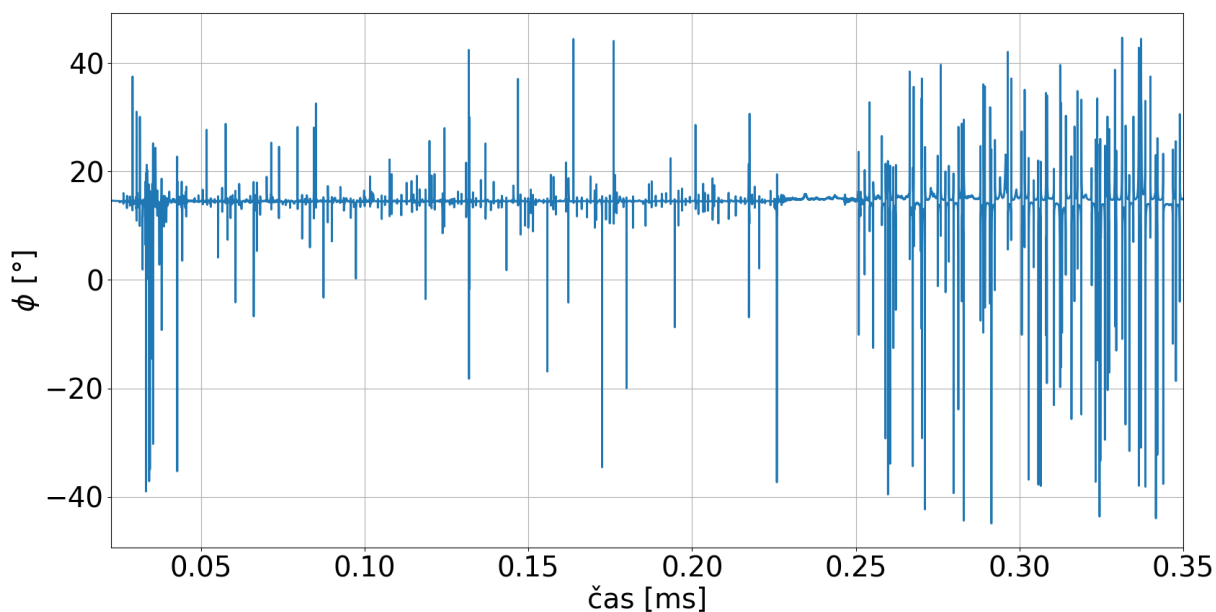
Obr. 8.5: Vymezení kritické oblasti a znázornění uzlů, kde jsou výsledky zanedbány

Pro kritický uzel z hlediska JKÚ je na obrázku 8.6 vykreslen průběh osových napětí, kde σ_{xx} je napětí v ose x , σ_{yy} je napětí v ose y , σ_{zz} je napětí v ose z a σ_{xy} je smykové napětí v rovině xy . Z průběhu je patrné, že k úderu kladívka dochází přibližně v čase 0,022 ms, kdy napěťová vlna dorazí do kritické oblasti. Od okamžiku nárazu kladívka do zápalníku dochází k šíření napěťových vln. K nárazu zápalníku do závěru dochází přibližně v čase 0,225 ms, což je poznat podle prudkého nárůstu napětí v ose y vlivem setrvačných účinků působících na špičku zápalníku. Od této chvíle lze pozorovat v průběhu výraznou oscilaci, která se odehrává důsledkem kmitání kontaktních těles a zároveň šířením napěťových vln vzniklých při nárazu kladívka a nárazu do závěru. V čase přibližně 0,25 ms dochází k trvalému oddělení zápalníku a závěru. Hodnota napětí v ose z v čase, kdy je dosaženo maximální hodnoty napětí v ose y , je 57,3 MPa, což je přibližně 14 % hodnoty maximální hodnoty napětí v ose y . Výsledky získané pomocí JKÚ tedy nelze považovat za zcela vypovídající a vedle tohoto kritéria je třeba použít kritéria zohledňující víceosou napjatost. Pro tento účel jsou v práci použita ekvivalentní kritéria pro víceosou únavu. Tato kritéria je vhodné použít pro případy proporcionálního zatěžování. Pomocí průběhů hodnot na-

pětí v ose x , napětí v ose y a smykového napětí, lze určit natočení hlavní souřadnicového systému (HSS) vůči referenčnímu souřadnicovému systému (RSS) kolem osy z . Napětí v ose z nemá při rotační symetrii tělesa vliv na natočení HSS. Na obrázku 8.7 je zobrazen průběh natočení HSS vůči RSS kolem osy z , označeného na obrázku jako ϕ . Jelikož průběhy použitých napětí pro výpočet oscilují kolem nuly, vznikají v průběhu natočení ϕ poryvy, které jsou způsobené zaokrouhlením hodnot blízkých se nule. Z obrázku 8.7 je viditelné, že hodnota natočení přibližně osciluje kolem 15° . Zatížení tedy lze považovat za proporcionální. Zaroveň je z obrázku 8.7 vidět, že HSS se příliš nenatáčí, takže se předpokládá, že není potřeba použít přístup kritické roviny pro hodnocení únavy.

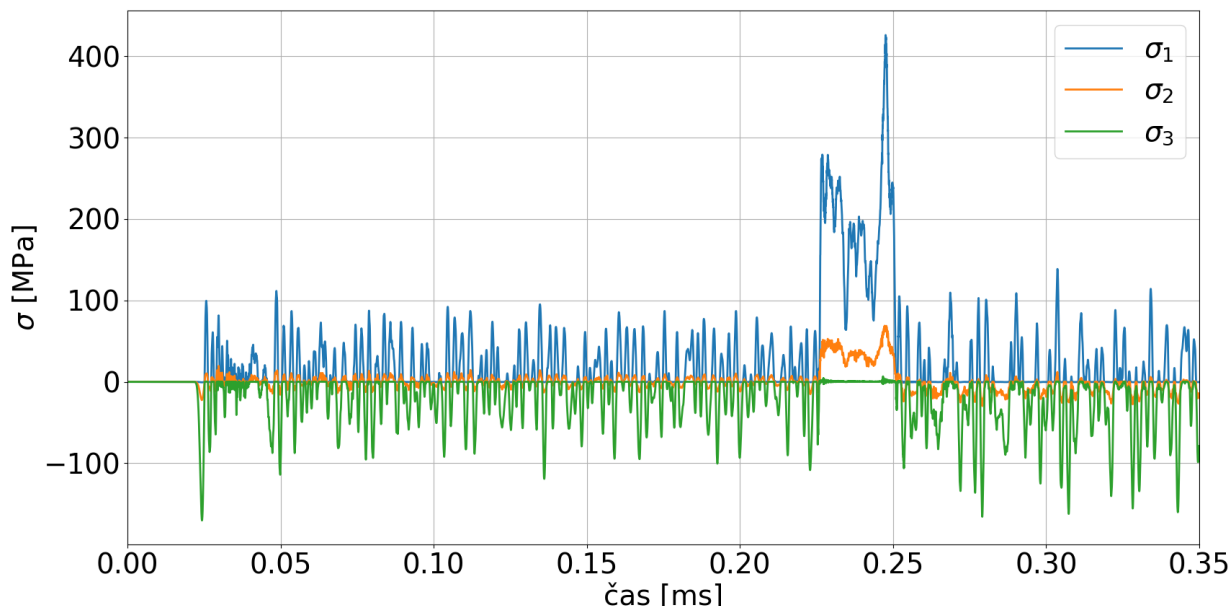


Obr. 8.6: Průběh napětí pro kritický uzel z hlediska JKÚ



Obr. 8.7: Průběh natočení HSS pro kritický uzel z hlediska JKÚ

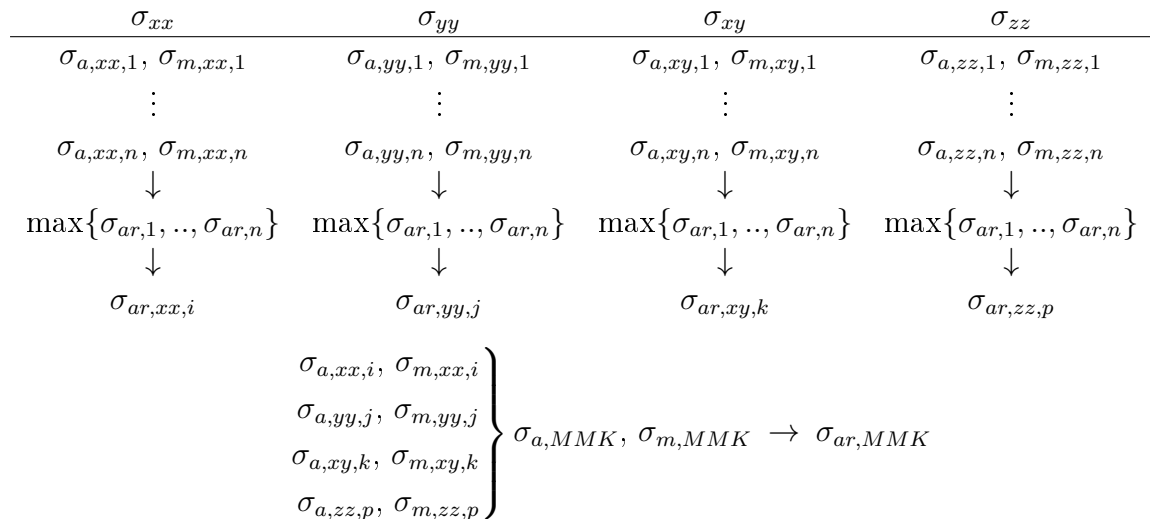
Pro další hodnocení únavového namáhání v kritické oblasti jsou použita kritéria maximálního absolutního hlavního napětí (MAHN) a Mansonovo–McKnightovo kritérium (MMK). Pro obě kritéria je použit přepočet na amplitudu symetrického cyklu pomocí Goodmanovi přímky, přičemž pro tlaková střední napětí je ANSC přímo hodnota amplitudy napětí. Kritérium MAHN používá k výpočtu první a třetí hlavní napětí. Průběh hlavních napětí v uzlu, ke kterému jsou vztaženy průběhy na obrázcích 8.6 a 8.7, je zobrazen na obrázku 8.8, kde σ_1 je první hlavní napětí, σ_2 je druhé hlavní napětí a σ_3 je třetí hlavní napětí.



Obr. 8.8: Průběh hlavních napětí pro kritický uzel z hlediska JKÚ

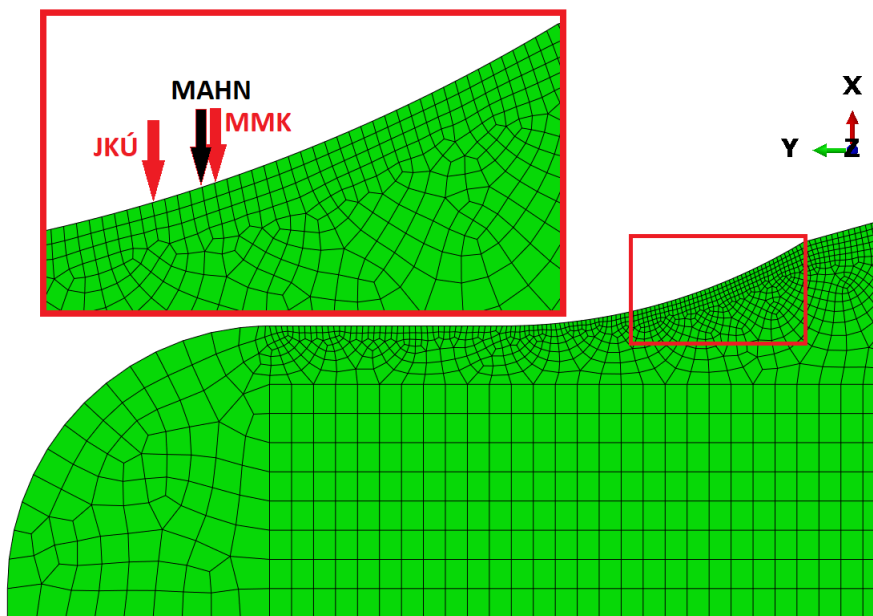
Porovnáním obrázku 8.6 a 8.8 lze vidět, že vliv smykového napětí není tak výrazný a napětí v ose y přibližně opisuje průběh prvního a třetího hlavního napětí, z nichž jedno je v daném čase vždy nulové, jelikož je hodnocený uzel na povrchu tělesa, kde může být nejvýše dvouosá napjatost. Pro kritérium MMK je nejprve potřeba provést dekompozici zatěžovacího průběhu pomocí metody stékajícího deště. K tomu je použita knihovna v jazyce Python s názvem fatpack. Tato knihovna používá metodu spojování residuálních cyklů pro dekompozici zbylých půlcyklů. Výstupem dekompozice jsou tedy rozkmity a střední napětí pouze pro celé cykly bez půlcyklů. Dekompozice je provedena pro každou složku tenzoru napětí.

Následně je provedeno zjednodušení, které umožní realizaci kritéria ve výpočtu. Způsob, jakým je výpočet zjednodušen, je naznačen na obrázku 8.9. Pro každou ze složek tenzoru napětí v RSS σ_{xx} , σ_{yy} , σ_{xy} a σ_{zz} je pomocí dekompozice jejich průběhů určen vektor dvojic amplitud napětí a středních napětí. Pro každou dvojici amplitudy napětí a středního napětí je následně vypočítána ANSC. Následně jsou určeny pro každou složku napětí maximální hodnoty ANSC. Pro výpočet amplitudy napětí a středního napětí podle MMK kritéria jsou pak použity původní hodnoty amplitud napětí a středního napětí související s maximální hodnotou ANSC dané složky napětí. Tímto způsobem by měla být přibližně nalezena nejhorší kombinace dvojic amplitud napětí a středních napětí namísto provádění iteračního výpočtu, který by za předpokladu, že průběh každé složky je rozložen na n hodnot amplitud napětí a středních napětí, vyžadoval vyzkoušení n^4 kombinací pro každý uzel z kritické oblasti, což by bylo výpočetně příliš náročné.



Obr. 8.9: Způsob určení ANSC podle MMK kritéria

Při posouzení namáhání v kritické oblasti zápalníku jsou opět zanedbány uzly blízké nárazové ploše. V tabulce 8.2 jsou uvedeny maximální hodnoty ANSC a odpovídající hodnoty amplitudy napětí a středního napětí, za použití kritéria MAHN a MMK. Kritické uzly podle tří zmíněných kritérií jsou znázorněny na obrázku 8.10.



Obr. 8.10: Kritické uzly podle JKÚ, kritéria MAHN a MMK kritéria

Tab. 8.2: Vypočítané hodnoty napětí za použití kritéria MAHN a MMK

Kritérium	σ_{ar} [MPa]	σ_a [MPa]	σ_m [MPa]
MAHN	350,2	306,7	135,6
MMK	330	289,7	133,2

8.1. Vyhodnocení

Nejvyšší ANSC vychází při použití kritéria MAHN. Mez únavy materiálu zápalníku je 420 MPa. Podle všech kritérií je tedy ANSC nižší než mez únavy. Hodnota meze únavy je určena při významně pomalejším zatěžování, než které se odehrává při výstřelu naprázdno. Předpokládá se, že vlivem rychlejšího zatěžování se mez únavy materiálu zápalníku ještě zvýší. Z praxe je však známo, že k únavovému porušení zápalníku může dojít. Jelikož je špička zadaného zápalníku poměrně krátká, může mít vzniklá teplota při výstřelu s nábojem v komoře výrazný vliv na lokální mechanické vlastnosti zápalníku. Lze tedy předpokládat, jak bylo zmíněno v kapitole 6 v souvislosti s článkem [22], že opakované vystavování vysokým teplotám při výstřelu s nábojem v komoře má zásadní vliv na mez únavy. Zároveň napěťové vlny, které se šíří zápalníkem, mohou být ovlivněny vzniklou plastickou deformací. Tyto jevy však z důvodu složitosti nejsou ve výpočtovém modelu zahrnuty. Vytvořený výpočtový model tedy nelze použít k predikování toho, kdy dojde k únavovému porušení, ale může sloužit k porovnání jednotlivých geometrických konfigurací a následným vyvozením změn v geometrii zápalníku za účelem zvýšení odolnosti proti únavovému porušení, což je hlavním cílem práce. Jelikož by byl výpočet bezpečnosti proti meznímu stavu únavy zavádějící, z důvodů uvedených výše, budou jednotlivé geometrické konfigurace zápalníku porovnávány pomocí hodnoty ANSC, vypočtené pomocí zmíněných kritérií.

Výsledky analýzy původního zápalníku byly schváleny firmou. Díky tomu je možné dále v práci použít vytvořený parametrický výpočetní model k navržení změn v geometrii zápalníku vedoucích ke snížení maximální ANSC v kritické oblasti.

8.2. Vliv zjednodušení výpočtu

Výpočetní model je vytvořen za použití určitých zjednodušení. Zjednodušení jako úprava geometrie na rotačně symetrickou byly použity na základě doporučení od firmy. Hlavní zjednodušení, které je použito v rámci tvorby výpočtového modelu, je zadání počtů intervalů, ve kterých jsou zaznamenány výsledky. Analýza simuluje děj po dobu 0,35 ms, přičemž zaznamenává výsledky přibližně po 25 ns. Kritický krok určený programem Abaqus je však přibližně 1.4 ns. Pro vyhodnocení namáhání je tedy použito pouze přibližně 5,6 % z celkového počtu výsledků. Pro výpočet byly testovány různé hodnoty intervalu ukládání výsledků. Pro různé intervaly ukládání výsledků je na obrázku 8.11 znázorněn průběh prvního hlavního napětí, v uzlu kritické oblasti, kde je maximální hodnota prvního hlavního napětí. V tabulce 8.3 jsou uvedeny doby trvání výpočtu pro různé intervaly ukládání výsledků.

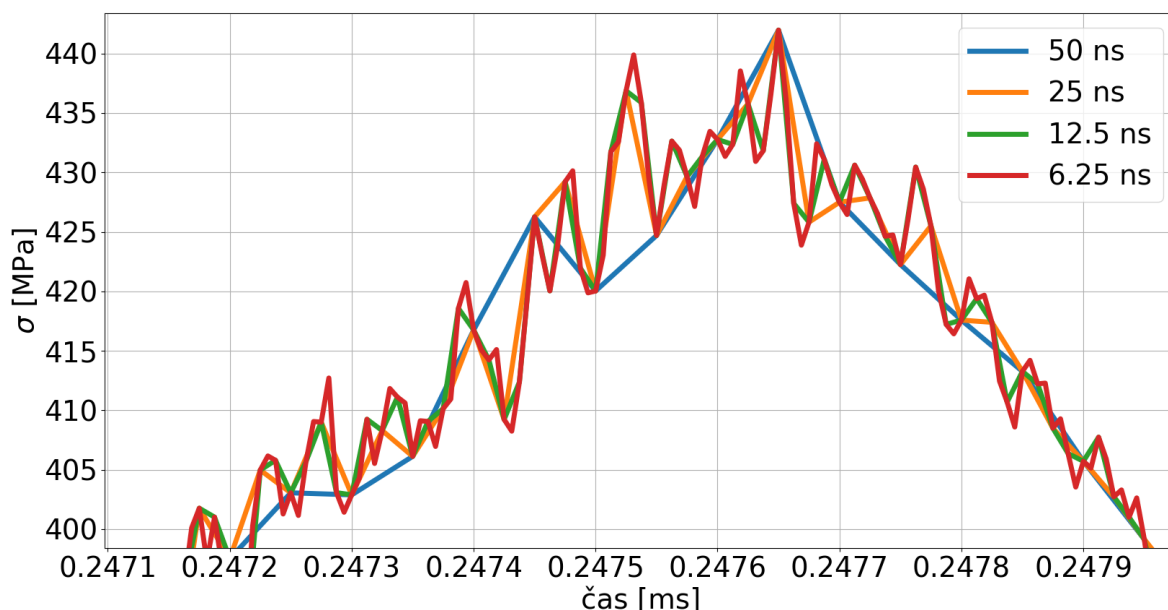
Tab. 8.3: Doby výpočtu pro různé intervaly ukládání výsledků

Interval ukládání výsledků [ns]	50	25	12.5	6.25
Doba výpočtu [min]	26	46	87	169

Parametry použitého počítače:

- Procesor – AMD Ryzen 5 1500X se čtyřmi jádry a frekvencí 3,5 GHz
- RAM – 16 GB

Z obrázku 8.11 je viditelné, že i když je z celkových výsledků použito jen relativně malé procento, výsledky tím nejsou příliš ovlivněné. Vzhledem k srovnávací povaze práce je možné použít i interval ukládání výsledků 50 ns. Pro dosažení vyšší přesnosti, je však použita hodnota intervalu ukládání výsledků 25 ns.



Obr. 8.11: První hlavní napětí pro různé intervaly ukládání výsledků

Další zjednodušení je nastavení velikosti prvku sítě konečných prvků. Největší vliv na výsledky měla velikost prvků v kritické oblasti. V tabulce 8.4 jsou uvedeny maximální ANSC podle JKÚ, kritéria MAHN a MMK kritéria v závislosti na velikosti prvku v kritické oblasti. V tabulce jsou zároveň uvedeny doby výpočtu pro danou velikost prvku v kritické oblasti.

Tab. 8.4: Vliv velikosti prvku v kritické oblasti na maximální ANSC

Velikost prvku v kritické oblasti [mm]	0,02	0,015	0,01	0,0075
Doba výpočtu [min]	41	46	70	99
Maximální ANSC podle JKÚ [MPa]	311,6	315,9	318,8	320
Maximální ANSC podle kritéria MAHN [MPa]	343	350,2	351,1	352,7
Maximální ANSC podle MMK kritéria [MPa]	322	330	335,2	333,6

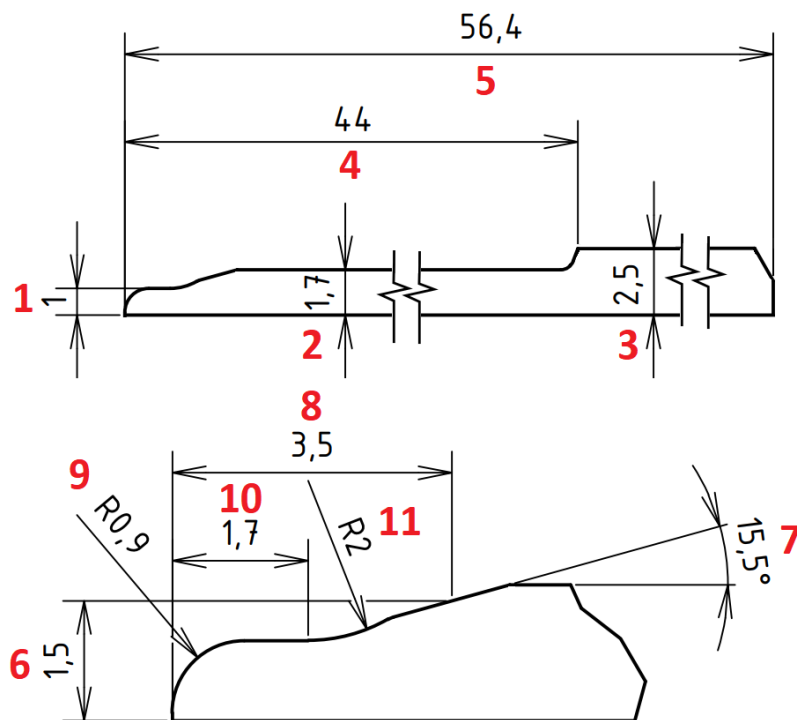
Pro další výpočty je použita velikost prvků v kritické oblasti 0,015 mm, jelikož větší zjemnění nemá příliš velký vliv na velikost ANSC, ale výrazně prodlužuje délku výpočtu. V tabulce 8.4 je zároveň možné si povšimnout, že snížením velikosti prvku z 0,01 mm na 0,0075 mm se ANSC podle MMK kritéria sníží, což je způsobeno tím, že do výpočtu ANSC podle MMK kritéria vstupuje velké množství dat a v případě, že se ANSC blíží ke své zkonvergované hodnotě, může být hodnota ANSC při zjemňování sítě snížena.

9. Výpočet – První varianta

V této kapitole je popsán výběr parametrů geometrie zápalníku, které jsou měněny za účelem nalezení nové geometrie zápalníku, pro kterou je vyhodnocena nižší ANSC v kritické oblasti. Tyto parametry jsou dále nazývány volné parametry. Dalším krokem popsáním v kapitole je určení intervalů hodnot volných parametrů. První varianta výpočtu uvažuje konfigurace zápalníku, pro které jsou pouze měněny stávající rozměry. Po určení tohoto intervalu je interval navzorkován a pomocí makro skriptu je pro každý vzorek z intervalu proveden výpočet v programu Abaqus pomocí výpočetního modelu popsaného v kapitole 7. Na konci kapitoly jsou prezentovány a vyhodnoceny výsledky.

9.1. Výběr volných parametrů

Na obrázku 9.1 je zobrazeno označení rozměrů původního modelu geometrie zápalníku. Uvedené rozměry jsou označeny červeným popiskem. Rozměry, pro které není předpokládán výrazný vliv na napětí v kritické oblasti při nárazu zápalníku do závěru, nejsou na obrázku uvedeny.



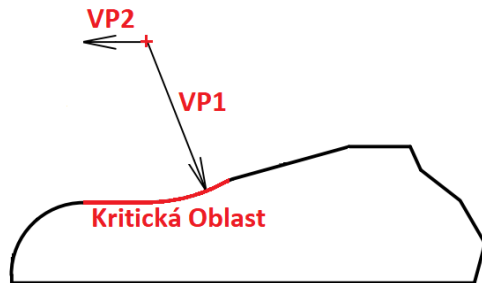
Obr. 9.1: Označení rozměrů výpočetního modelu pro zápalník

Níže je rozebrán vliv rozměrů z obrázku 9.1, přičemž jako odkazy na rozměry se používají popisky rozměrů z tohoto obrázku.

Rozměr 1 je poloměr špičky zápalníku a tento rozměr je firmou uveden jako pevný, nelze tedy měnit. Rozměr 2 má výrazný vliv na celkovou hmotnost zápalníku. Podle toho, jaká část zápalníku zvyšuje svou hmotnost, se může napětí v kritické oblasti zvyšovat i snižovat. V případě zvýšení hmotnosti špičky se napětí v kritické oblasti při nárazu do závěru zvýší a naopak. Pokud je zvýšena hmotnost části zápalníku mimo špičku zápalníku, rychlost zápalníku vzniklá při nárazu kladívka bude nižší, čímž budou nižší setrvačné účinky působící na špičku a tím pádem bude i nižší napětí v kritické oblasti při nárazu

do závěru. V případě snížení hmotnosti části zápalníku mimo špičku zápalníku, je napětí v kritické oblasti při nárazu do závěru zvýšeno. Změna rozměru 2 může výrazně ovlivnit rychlost zápalníku při nárazu do zápalky náboje, což může v extrémních případech vést až ke špatné funkci, související s proražením zápalky, nebo nevznícením třaskaviny v zápalce. Vzhledem k tomu, že pro rozměr 2 je nastavena horní hranice 1,75 mm, je rozměr v dalších výpočtech ponechán. Rozměry 3–5 jsou pevné. Rozměry 6–8 jsou pevné, jelikož je třeba zachovat úhel zkosení nárazové plochy, z důvodu výrobitelnosti a prevence samosvornosti. Zároveň je třeba dodržet stanovenou hodnotou vyčnívání špičky zápalníku při kontaktu se závěrem, jak bylo zmíněno v podkapitole 7.1. Rozměr 9 lze měnit tak, aby byl dodržen rozměr 1. Nepředpokládá se však jeho výrazný vliv na napětí v kritické oblasti při nárazu do závěru a je proto v dalších výpočtech ponechán. Rozměry 10 a 11 jsou určeny jako volné parametry v rámci první varianty výpočtu.

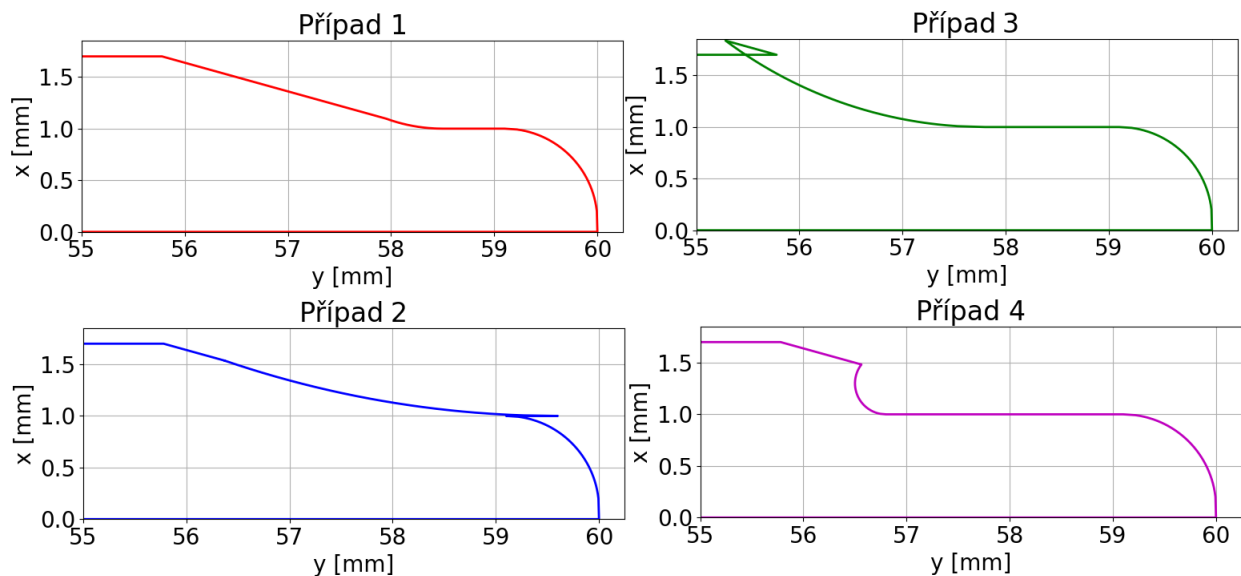
První volný parametr (VP1) je přímo hodnota poloměru zaoblení, druhým volným parametrem (VP2) je posunutí kružnice, která toto zaoblení udává, vůči její pozici pro původní geometrii. Hodnoty volných parametrů pro původní geometrii zápalníku jsou tedy 2 a 0. Volné parametry jsou znázorněny na obrázku 9.2, zároveň je zde uveden kladný směr orientace VP2. Vytvořený výpočtový model při vyhodnocování původní geometrie zápalníku uvažoval jako kritickou oblast pouze zaoblení s poloměrem 2 mm. Pro první variantu výpočtu jsou, kromě uzlů v kritické oblasti, kontrolovány na velikost ANSC i povrchové uzly, mezi zaoblením s poloměrem VP1 a zaoblením s poloměrem 0,9 mm, jak je naznačeno na obrázku 9.2. V rámci první varianty výpočtu je tedy kritická oblast rozšířena. Rozšíření je provedeno z důvodu, že pro některé geometrické konfigurace vychází nejvyšší napětí na rozhraní mezi zaoblením a rovinou oblastí.



Obr. 9.2: Znázornění volných parametrů

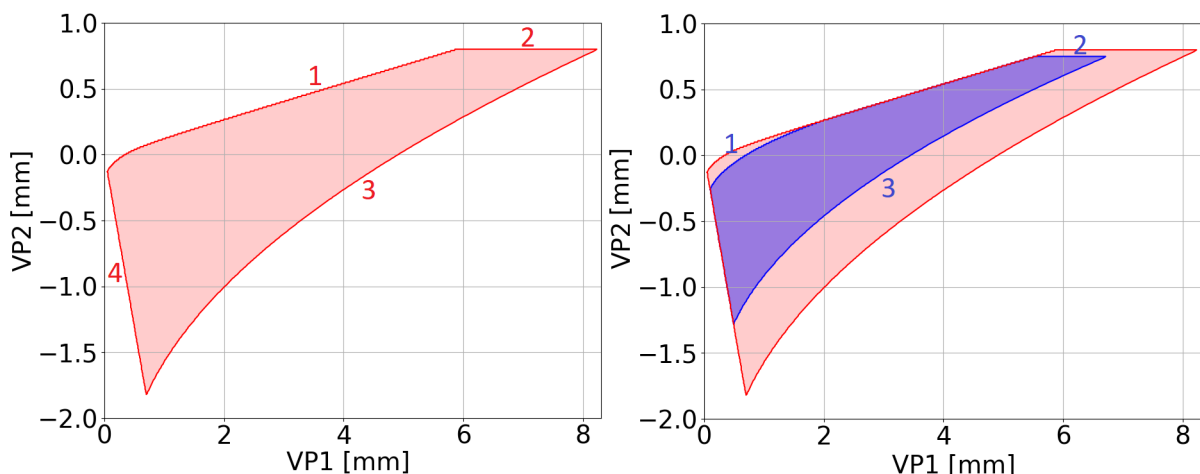
9.2. Stanovení intervalu volných parametrů

Geometrie zápalníku má v rámci hodnot volných parametrů určitá omezení, která souvisí s funkcí zápalníku. Příklady konfigurací volných parametrů, které jsou mezní nebo nepoužitelné z hlediska funkce, jsou na obrázku 9.3. Případ 1 souvisí s nenalezením průsečíku zkosení s úhlem $15,5^\circ$ a kružnice, kterou určuje zaoblení, s poloměrem VP1. Tato geometrie nelze ani vykreslit, proto je na obrázku vykreslen mezní případ, kdy je zkosení tečné na zaoblení. Případ 2 souvisí s ukončením zaoblení příliš blízko špičce zápalníku. Případ 3 souvisí s odmazáním nárazové plochy. Případ 4 souvisí se zaoblením v kritické oblasti, které je určeno obloukem se středovým úhlem vyšším jak 90° .



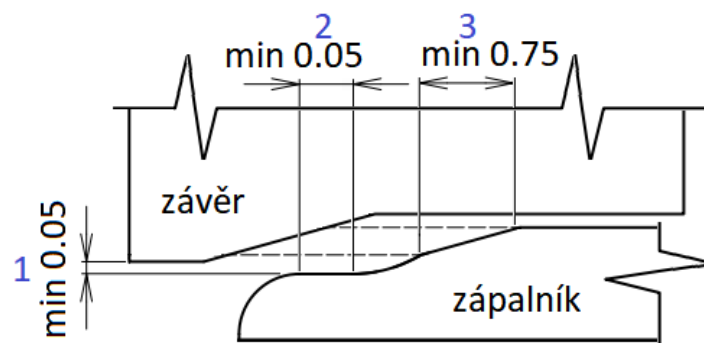
Obr. 9.3: Případy geometrií pro ukázkou geometrických omezení

V prostoru určeném volnými parametry lze stanovit nerovnoměrný interval, ve kterém nejsou narušena tato omezení. Tento interval je znázorněn na levé straně obrázku 9.4. Hranice tohoto intervalu jsou čtyři křivky, které korespondují s případy na obrázku 9.3.



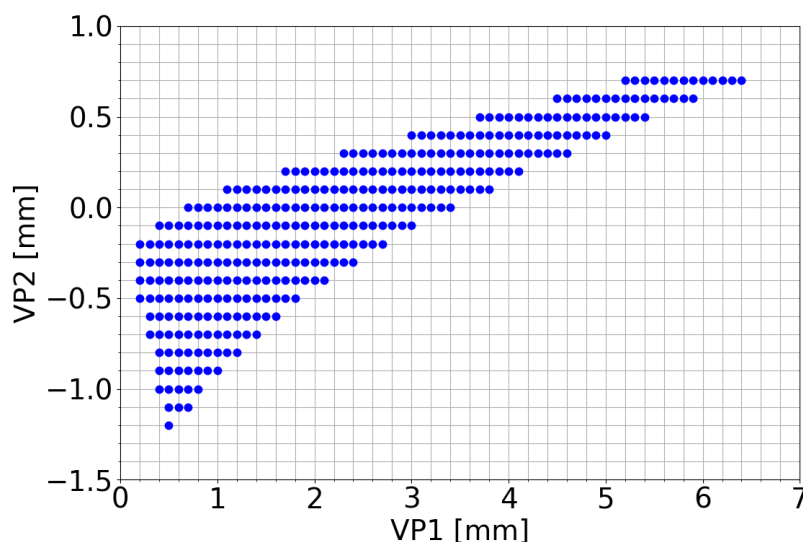
Obr. 9.4: Interval volných pramaterů omezený geometrií (vlevo) a funkcí a vyrobiteľnosťí (vpravo)

Interval lze následně zmenšit použitím přísnějších omezení souvisejících s funkcí a vyrobiteľnosťí zápalníku. Tato omezení jsou zobrazeny na obrázku 9.5. První omezení udává minimální rezervu mezi špičkou zápalníku a otvorem v závěru, druhé omezení udává minimální vzdálenost mezi dvěma zaobleními a třetí omezení udává minimální rozměr nárazové plochy, ve směru osy rotační symetrie. Minimální rozměr nárazové plochy byl určen pouze odhadem, jelikož se nedalo předpokládat, do jaké míry lze nárazovou plochu zmenšit, bez vlivu na funkci zápalníku. Hodnota 0,75 mm byla vyhodnocena tak, aby zmenšila interval volných parametrů, ale zároveň ještě nezanedbávala konfiguraci, která by v rámci práce mohla být hledána.



Obr. 9.5: Případy geometrií pro ukázkou geometrických omezení

Zmenšený interval volných parametrů je znázorněn na pravé straně obrázku 9.4. Tři křivky, které mění velikost intervalu volných parametrů, korespondují s omezením na obrázku 9.5. Je použito mřížkového vzorkování s krokem 0,1 mm pro oba volné parametry. Pro každý vzorek z intervalu volných parametrů je provedena simulace pomocí vytvořeného výpočetního modelu. Navzorkovaný interval volných parametrů je zobrazen na obrázku 9.6. Každý navzorkovaný bod představuje jeden výpočet v programu Abaqus.



Obr. 9.6: Vzorkování intervalu volných parametrů

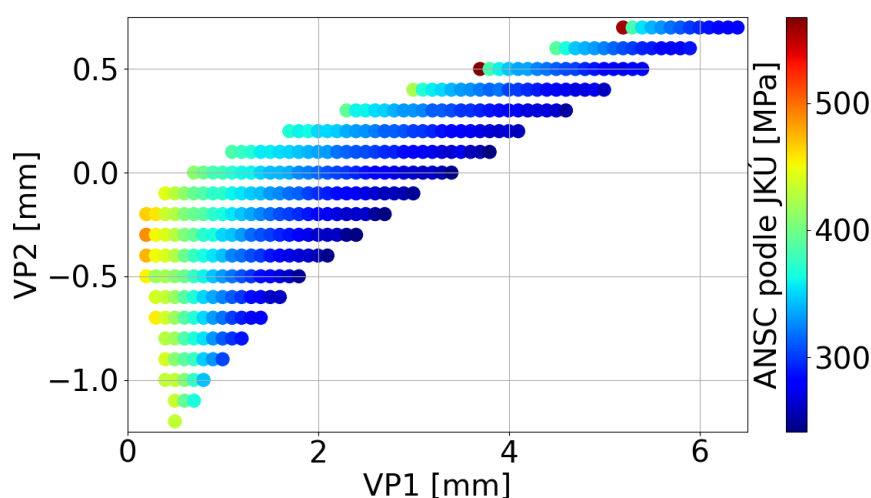
9.3. Výsledky

V rámci první varianty výpočtu bylo provedeno 336 výpočtů. Během výpočtu byly zaznamenány nejhorší ANSC podle JKÚ, kritéria MAHN a MMK kritéria v kritické oblasti specifikované v podkapitole 9.1. Zároveň byly pořizovány snímky osových napětí, hlavních napětí a ekvivalentního plastického přetvoření. Výsledky maximální ANSC v kritické oblasti pro jednotlivá kritéria jsou schématicky zobrazeny na obrázcích 9.7, 9.8 a 9.9.

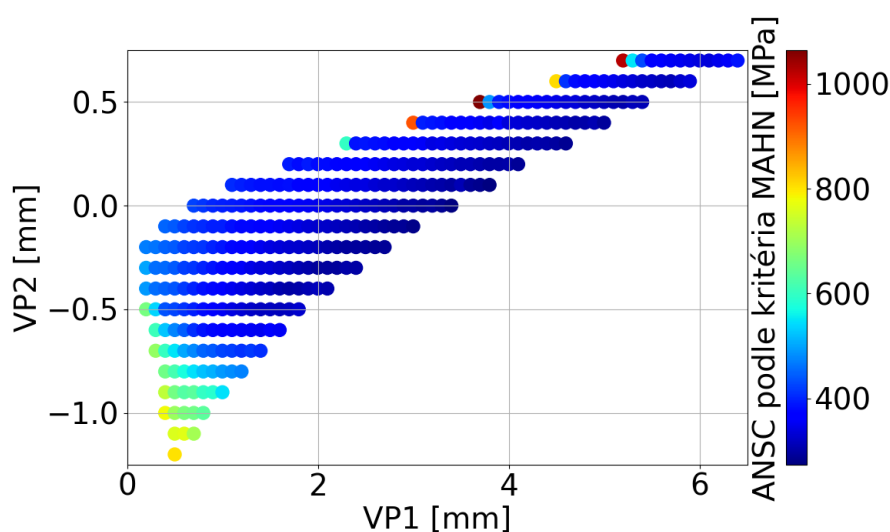
Z výsledků je viditelné, že všechna tři kritéria se přibližně shodují ve srovnání daných konfigurací. Výsledky JKÚ jsou uvedeny spíše pro srovnání. Lze předpokládat, že toho kritérium je příliš konzervativní, jelikož nedokáže zohlednit vícesou napjatost a omezuje se na napětí v ose y . Nejméně konzervativním kritériem je kritérium MAHN. Původně se předpokládalo, že ANSC bude tím nižší, čím vyšší bude VP2, v souvislosti s tím, že větší

nárazová plocha se opře o závěr, čímž bude špička zápalníku lehčí a sníží se tak setrvačné účinky působící na špičku. Vliv VP2 je však opačný, jelikož s nižším VP2, se zmenšuje nárazová plocha, což vede k větší deformaci a tím pádem plynulejšímu zastavení zápalníku o závěr.

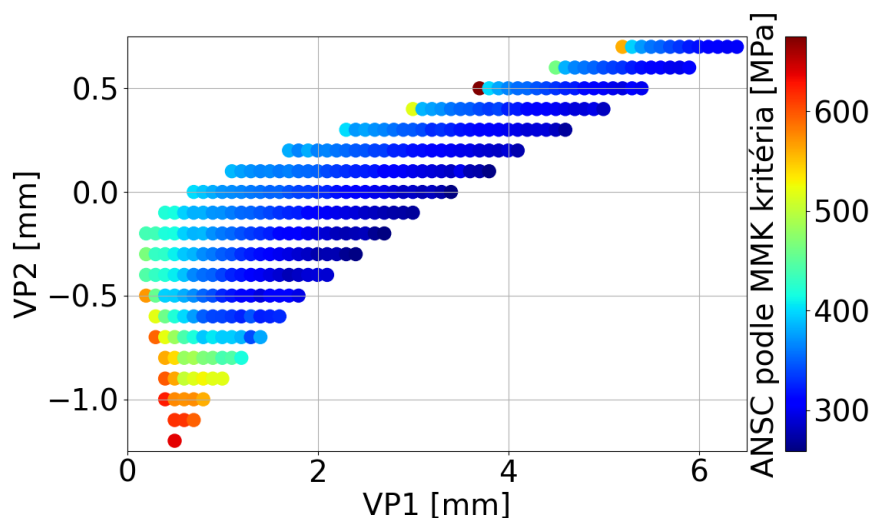
Pokud by měla být nalezena ideální konfigurace z hlediska daných volných parametrů, bylo by nutné vyhodnotit, jaká deformace je funkčně přípustná. To však není možné provést pomocí simulace pouze jednoho výstřelu naprázdno. Pro stanovení přípustné deformace by byla nutná simulace více výstřelů naprázdno v rámci jednoho výpočtu. Takto náročná simulace by zároveň vyžadovala experimentální ověření. V práci byl tedy zvolen přístup, který hledá novou geometrii při přibližně stejných deformacích v oblasti nárazové plochy zápalníku. K tomu jsou využity další hodnoty, které během výpočtů byly zaznamenány. Pro tyto hodnoty a hodnoty ANSC je třeba provést regresi pro vytvoření spojitých grafů.



Obr. 9.7: Výsledky maximální ANSC v kritické oblasti podle JKÚ



Obr. 9.8: Výsledky maximální ANSC v kritické oblasti podle kritéria MAHN



Obr. 9.9: Výsledky maximální ANSC v kritické oblasti podle MMK kritéria

Pro kvalitní regresi je nutné nejprve vyselektovat výsledky. Selektace výsledků probíhala pomocí zaznamenaných hodnot a snímku z výpočtů. Během selektace jsou odebrány výsledky, pro které vychází příliš vysoké hodnoty ANSC, nebo výsledky pro konfigurace, které jsou funkčně nepřipustné. Ponechané a odebrané výsledky jsou zobrazeny na obrázku 9.10.

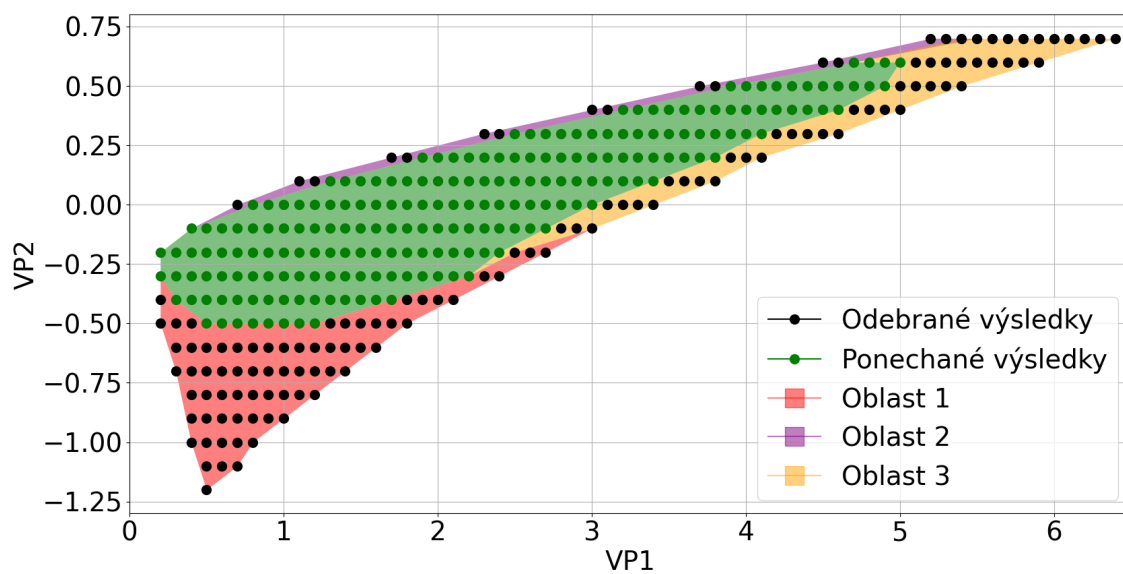
Oblast 1 na obrázku 9.10 značí výsledky, pro které alespoň jedno kritérium určilo ANSC s tlakovým středním napětím. Pro tyto výsledky vychází záporné střední napětí, jelikož geometrické konfigurace v této oblasti mají málo materiálu v zaoblení před nárazovou plochou. To způsobuje, že tlaková napětí od nárazu do závěru působí částečně podél zaoblení v kritické oblasti. Poloha kritického uzlu pro kritérium MAHN a MMK kritérium, v souvislosti s touto skutečností je určena velmi blízko nárazové ploše. JKÚ v oblasti 1 nefunguje, neboť tečný směr zaoblení v kritické oblasti je pro uzly v kritické oblasti blízko nárazové plochy příliš odkloněn od směru osy y . Ve většině případů jsou výsledky ANSC z oblasti 1 vyšší, než pro původní zápalník. Současně byla při výpočtech zaznamenána ANSC s podmínkou kladného středního napětí. I takto určené ANSC mají v oblasti 1 ve většině případů vyšší hodnoty, než v případě původního zápalníku. Nebezpečné uzly se v tomto případě přesouvají dále od nárazové plochy, kde není tak silný efekt kontaktních napětí. Vzhledem k tomu, že ze získaných výsledků nelze konfigurace v oblasti 1 zcela jasně vyhodnotit, jsou tyto výsledky odebrány. Přepokládá se však, že z hlediska cílů práce, oblast 1 neobsahuje zajímavé výsledky.

Oblast 2 na obrázku 9.10 značí výsledky, pro jejichž konfigurace došlo k bodovému kontaktu konce sražení závěru a zaoblení zápalníku v kritické oblasti. Pro některé z těchto výsledků zároveň vychází tlakové střední napětí. Tyto konfigurace jsou funkčně nepřipustné a příslušné výsledky jsou proto odebrány.

Oblast 3 na obrázku 9.10 značí výsledky, jejichž konfigurace mají skoro tečné zaoblení v kritické oblasti a sražení nárazové plochy, což vede k rozšíření kontaktu do zaoblení, které není pro kontakt určeno. Pro určení těchto konfigurací jsou použity výsledky kontaktního tlaku v zaoblení zápalníku v čase, kdy v kritické oblasti nastává nejvyšší hodnota prvního hlavního napětí. Předpokládá se, že přibližně v tomto čase dochází mezi zápalníkem a závěrem k maximálním kontaktním tlakům. Vzhledem k tomu, že v rámci simulace

může při kontaktu dojít k penetraci, jsou nenulové kontaktní tlaky v zaoblení tolerovány v prvních dvou uzlech od nárazové plochy. Výsledky, pro které v uzlech zaoblení vychází nenulové kontaktní tlaky, mimo zmíněné dva uzly, jsou odebrány. Pomocí tohoto kritéria jsou zároveň určeny odebrané výsledky z oblasti 2. Průniky oblastí odebraných výsledků nejsou na obrázku 9.10 zobrazeny.

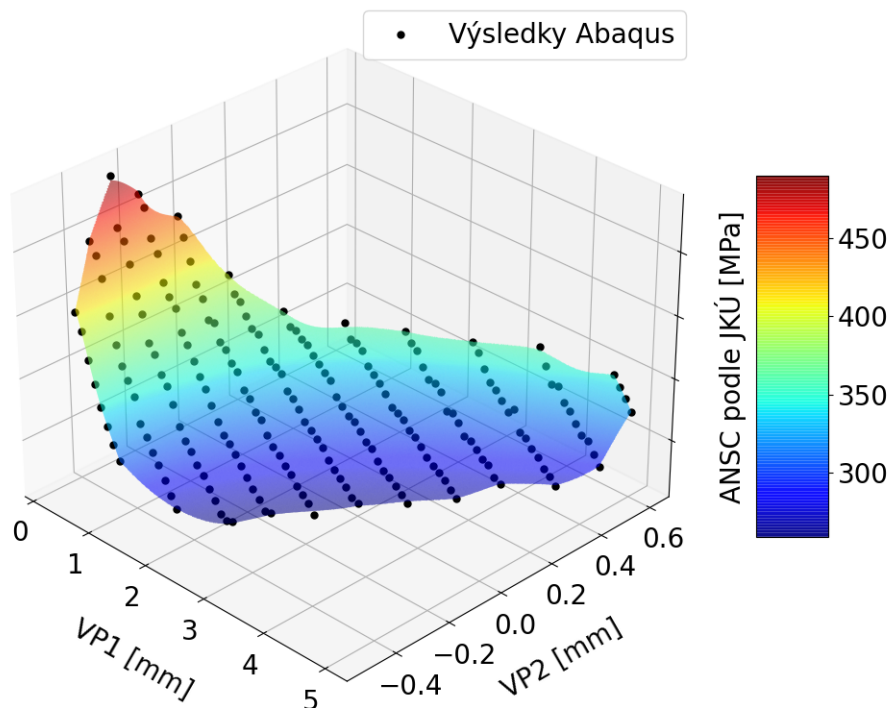
Odebrání výsledků tímto způsobem je pouze přibližné, v oblasti ponechaných výsledků se můžou vyskytovat funkčně nepřipustné konfigurace a v oblasti odebraných výsledků se můžou vyskytovat konfigurace funkčně přípustné.



Obr. 9.10: Schéma ponechaných a odebraných výsledků v prostoru volných parametrů

Pro tyto výsledky je následně provedena regrese Gaussovským procesem, což je regresní model, který pro každý bod v daném prostoru proměnných vstupů stanoví normálové rozdělení. Průměrem těchto rozdělení je dána aproximace závislosti výstupu. Data pro regresi pomocí Gaussovského procesu je nejprve nutné normalizovat tak, aby byl jejich průměr 0 a směrodatná odchylka 1. Predikovaná data pomocí Gaussovského procesu jsou normalizovaná a je proto třeba s nimi provést zpětnou normalizaci [26].

Pro regresi výsledků je použit Gaussův proces, neboť je vhodný pro regresi dat zatížených šumem. V případě výsledků získaných pomocí Abaqusu je sice každý výsledek deterministický, ale vzhledem k tomu, že je zaznamenána jen část výsledků, jak bylo zmíněno v podkapitole 8.2, můžou mít dvě konfigurace velmi blízké svými volnými parametry rozdílné výsledky. To je způsobeno současným šířením napěťových vln a kmitáním kontaktních těles v souvislosti s použitím penalizační metody pro řešení kontaktu. Predikovaná ANSC podle JKÚ je spolu s vypočítanými výsledky zobrazena na obrázku 9.11.



Obr. 9.11: Predikovaná ANSC podle JKÚ a vypočítané výsledky

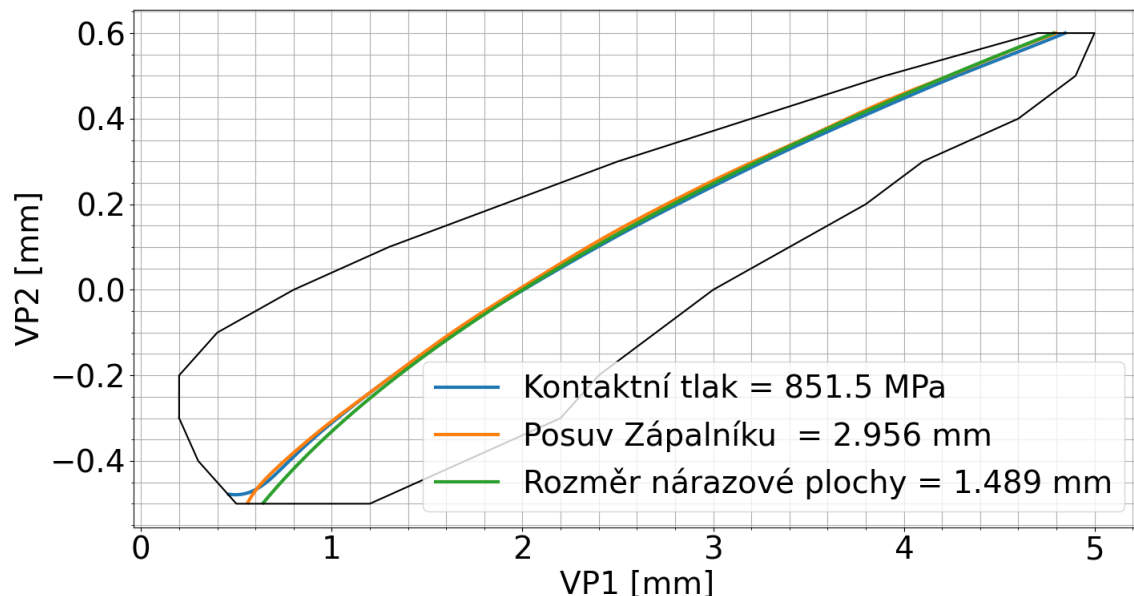
Jak bylo zmíněno na začátku této podkapitoly, v této práci je hledána nová geometrie zápalníku tak, aby měla přibližně stejnou deformaci v oblasti nárazové plochy, jako původní zápalník. K tomu je potřeba stanovit způsob jakým lze kvantifikovat deformaci.

Jednou z možností je porovnávat ANSC pro výsledky s konstantním kontaktním tlakem přibližně uprostřed nárazové plochy. Hodnota kontaktního tlaku uprostřed nárazové plochy je ustálená, zatímco na okrajích nárazové plochy jsou kontaktní tlaky nereálně vysoké. V rámci výpočtů jsou zaznamenány kontaktní tlaky podél nárazové plochy a následně je určena hodnota přibližně uprostřed nárazové plochy. Tyto hodnoty jsou zaznamenány v čase, kdy nastane v kritické oblasti nejvyšší hodnota prvního hlavního napětí. Pro původní zápalník je hodnota kontaktního tlaku uprostřed nárazové plochy 851,5 MPa.

Další možností je porovnávat ANSC pro výsledky s konstantním maximálním posuvem ve směru pohybu zápalníku pro uzel na rozhraní mezi nárazovou plochou a zaoblením v kritické oblasti. Tento posuv přímo určuje, jak moc zajede zápalník do závěru. Pro původní zápalník je maximální posuv v daném uzlu 2,956 mm, přičemž nedeformovaná vzdálenost zápalníku a závěru je 2,9 mm. Tato hodnota je ovlivněna velikostí penetrací, ale i tak ji lze z hlediska srovnání použít.

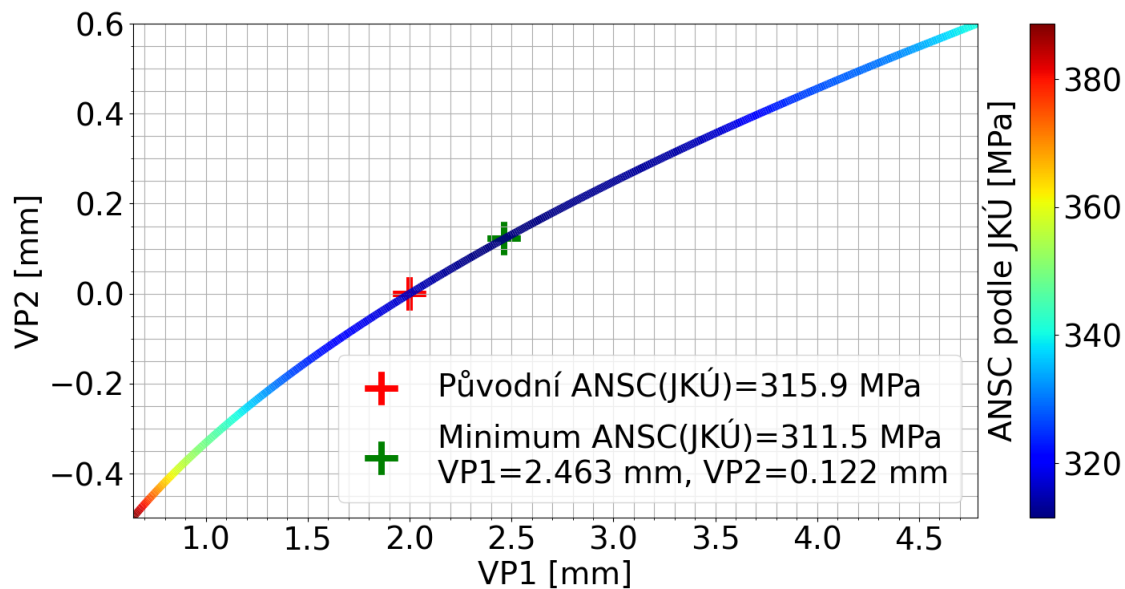
Ještě jednodušší je pak porovnávat ANSC pro geometrie s konstantním rozměrem nárazové plochy. K určení rozměru nárazové plochy není potřeba provádět výpočet v Abaqusu. Jelikož je sražení nárazové plochy pro všechny geometrické konfigurace stejné, není důležité, který rozměr nárazové plochy je zachován. Dále je použit rozměr nárazové plochy ve směru osy rotační symetrie. Pro původní zápalník je rozměr nárazové plochy 1,489 mm. Na obrázku 9.12 jsou vykresleny izokřivky pro zmíněné hodnoty kontaktního tlaku, posuvu a rozměru nárazové plochy. K určení izokřivky byl opět použit Gaussovský proces. Tím byla provedena regrese dané veličiny a následně byla izokřivka získána určením prů-

sečíku plochy predikované Gaussovským procesem a plochy s konstantní hodnotou dané veličiny. Z obrázku je patrné, že se izokřivky prakticky překrývají. Pro další výsledky je použito porovnání výsledků pro geometrie s konstantním rozměrem nárazové plochy.

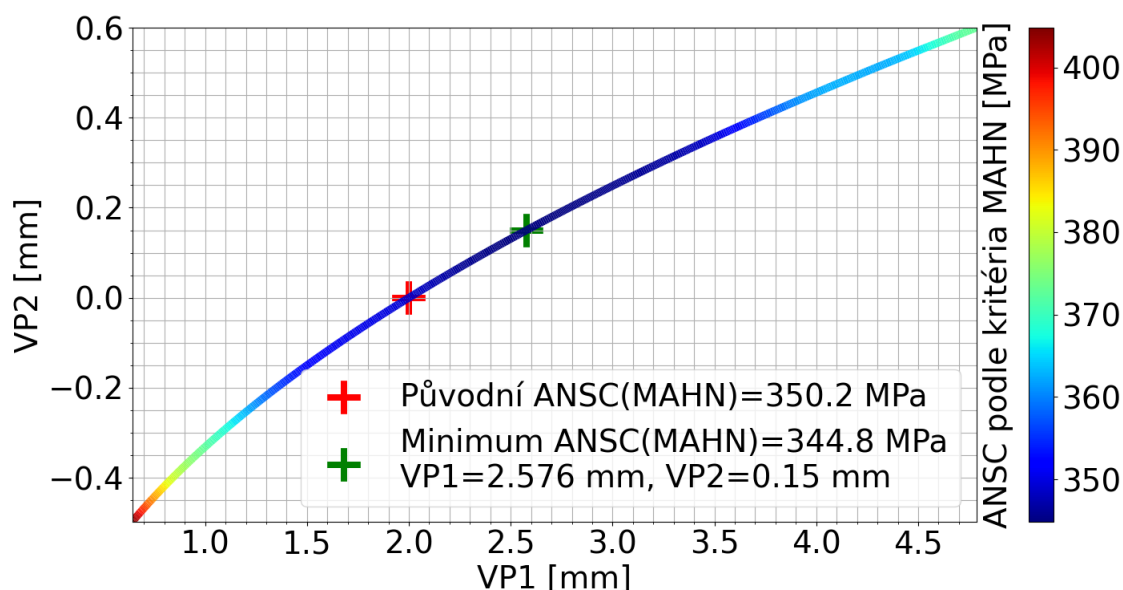


Obr. 9.12: Izokřivky konstantního kontaktního tlaku, posuvu a rozměru nárazové plochy

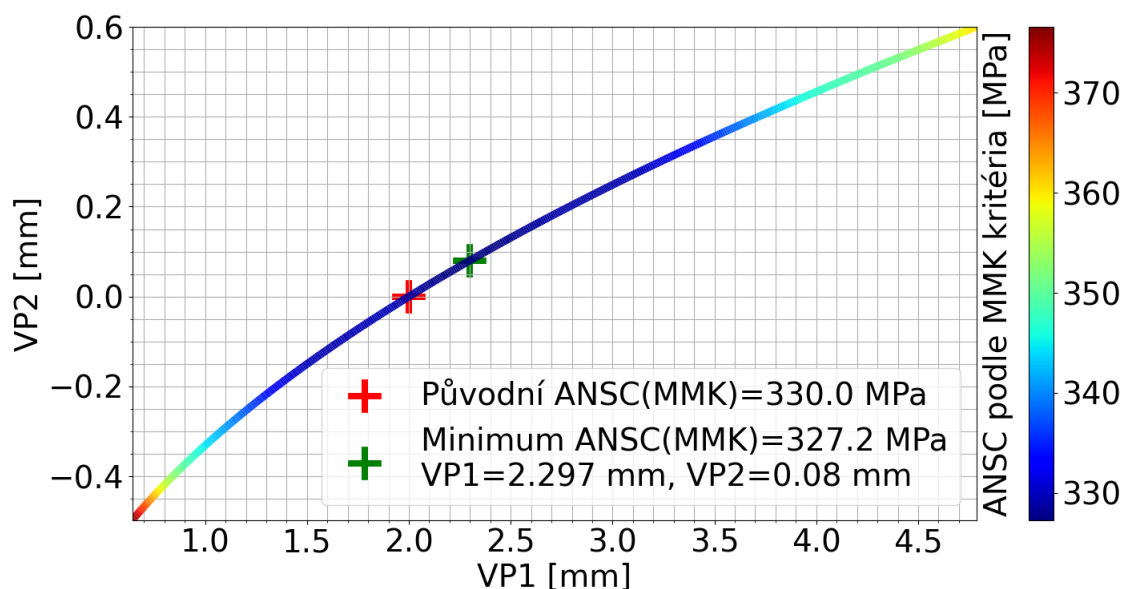
Predikovaná maximální ANSC v kritické oblasti pro jednotlivá kritéria na izokřivce s konstantním rozměrem nárazové plochy je zobrazena na obrázcích 9.13, 9.14 a 9.15.



Obr. 9.13: ANSC podle JKÚ na izokřivce konstantního rozměru nárazové plochy



Obr. 9.14: ANSC podle kritéria MAHN na izokřivce konstantního rozměru nárazové plochy



Obr. 9.15: ANSC podle kritéria MMK na izokřivce konstantního rozměru nárazové plochy

9.4. Vyhodnocení

Z výsledků ANSC je viditelné, že v rámci daných volných parametrů není na izokřivce konstantního rozměru kontaktní plochy příliš prostoru pro snížení ANSC oproti hodnotám původního zápalníku. Použitá kritéria vykazují shodu v tom, že jsou lepší výsledky dosaženy při vyšším VP1 i vyšším VP2, avšak pro všechna kritéria je rozdíl ANSC do 5 MPa, tedy přibližně do 1,5 %. Kvůli takto malému zlepšení není výhodné měnit geometrii stávajícího zápalníku. Výsledky pro první variantu proto nejsou dále rozebírány. Jak bylo řečeno v podkapitole 9.3, pro dosažení nižších ANSC by bylo třeba zmenšovat nárazovou plochu, tento přístup však v práci není použit, jelikož pro určení limitního rozměru nárazové plochy při zachování funkce zápalníku by bylo potřeba vytvořit výrazně složitější

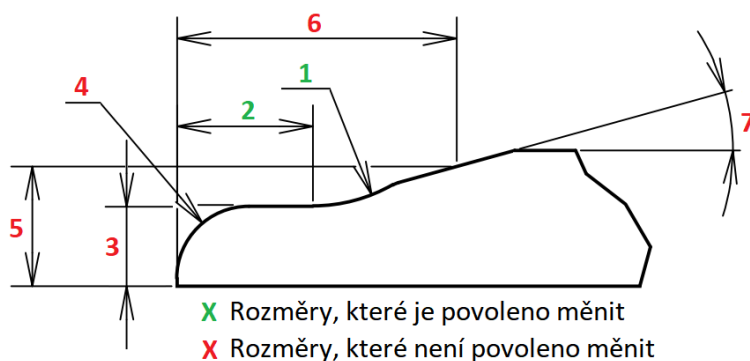
výpočtový model. Ačkoliv pro první variantu výpočtu nebyla nalezena nová geometrie zápalníku, která by mohla být reprezentativním výsledkem práce, tyto výsledky posloužily k hlubšímu pochopení vlivu zvolených volných parametrů na ANSC v kritické oblasti. Zároveň získaná data poslouží firmě k dalšímu rozboru této problematiky. Dále je v práci popsána varianta, která se kromě změny rozměrů zabývá konstrukční úpravou v geometrii.

10. Výpočet – Druhá Varianta

V této kapitole je popsáno navržení konstrukčních úprav ve stávající geometrii zápalníku, za účelem zvýšení odolnosti vůči únavovému porušení spojeného s utržením špičky zápalníku. K tomu je opět použito porovnávání hodnot ANSC určených pomocí stejných kritérií, která jsou použita v práci dříve. Navrhnuté konstrukční úpravy jsou následně kvantifikovány pomocí volných parametrů. Pro vybrané volné parametry je určen interval jejich hodnot a následně je popsáno vzorkování z tohoto intervalu. Pomocí makro skriptu je pro každý vzorek z intervalu proveden výpočet v programu Abaqus pomocí výpočetního modelu popsaného v kapitole 7. Na konci kapitoly jsou prezentovány a vyhodnoceny výsledky.

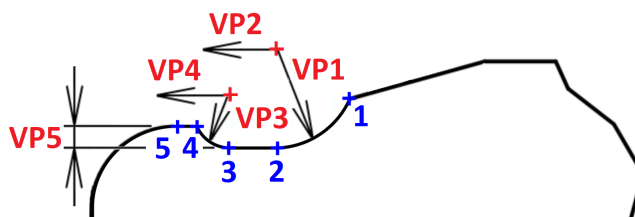
10.1. Návrh konstrukční úpravy zápalníku

Pro navržení konstrukčních úprav, je nutné připomenout, které rozměry zápalníku je možné měnit. Jak bylo zmíněno v podkapitole 9.1, není vhodné výrazně měnit hmotnost zápalníku, proto je návrh konstrukčních změn omezen na okolí špičky zápalníku. Na obrázku 10.1 je zobrazeno označení rozměrů modelu geometrie zápalníku. Z rozměrů uvedených na obrázku je možné měnit pouze rozměry 1 a 2, které byly měněny v rámci první varianty výpočtu.



Obr. 10.1: Označení rozměrů modelu geometrie zápalníku

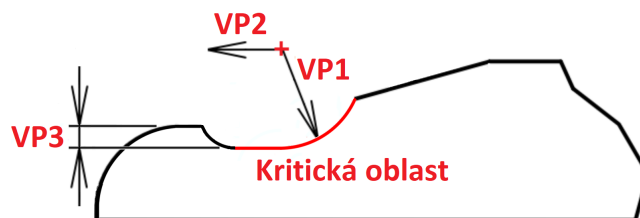
Setrvačné účinky působící na špičku zápalníku jsou závislé na její hmotnosti. Rozměr 3 na obrázku 10.1, který udává poloměr špičky zápalníku, se vztahuje pouze na její zaoblenou část určenou rozměrem 4. Z části mezi zaoblením určeným rozměrem 1 a zaoblením určeným rozměrem 4, lze tedy odebrat materiál a tím odlehčit špičku zápalníku. Nákres špičky zápalníku s navrženým vybráním materiálu před nárazovou plochou je znázorněno na obrázku 10.2.



Obr. 10.2: Znázornění volných parametrů VP1–VP5

Na obrázku 10.2 je vybrání popsáno pěti rozměry, z nichž dva jsou identické s volnými parametry použitými v první variantě výpočtu. Jelikož provádět výpočty v pěti rozměrném prostoru by bylo příliš výpočetně náročné, je počet rozměrů popisující vybrání zredukován. Nejdříve je použit předpoklad, že čím blíže bude ukončení vybrání, značeno bodem 4, k počátku zaoblení, značeném bodem 5, tím víc materiálu bude ze špičky odebráno. Je tedy vhodné určit volné parametry tak, aby byla vzdálenost bodů 4 a 5 minimální. Na základě doporučení od firmy byla minimální funkčně přípustná vzdálenost těchto bodů stanovena 0,1 mm. Tímto je z pěti volných parametrů vytvořen jeden závislý volný parametr.

Následně je použito omezení, že volný parametr 3 (VP3) musí být větší nebo roven volnému parametru 5 (VP5) tak, aby nevznikal mezi body 3 a 4 oblouk se středovým úhlem vyšším než 90° . S tímto omezením lze stanovit, že nejvíc materiálu bude odebráno při rovnosti VP3 a VP5. Rovností těchto dvou volných parametrů je vytvořena další závislost mezi volnými parametry. Celkem tedy zbývají pouze 3 nezávislé volné parametry popisující konfiguraci geometrie s vybráním za kontaktní plochou. Volné parametry jsou znázorněny na obrázku 10.3, je zde také uveden kladný směr orientace VP2 a vymezena kritická oblast.

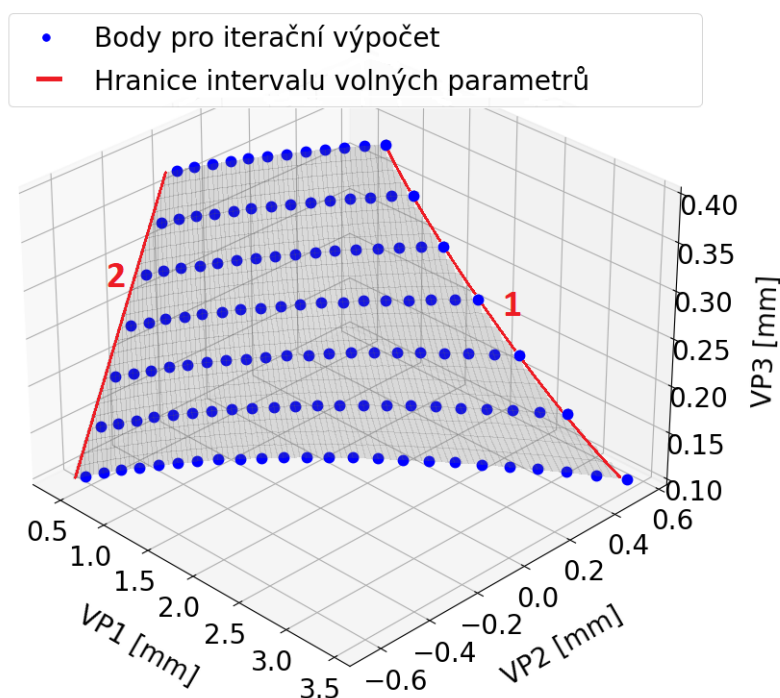


Obr. 10.3: Znázornění volných parametrů VP1–VP3

10.2. Stanovení intervalu volných parametrů

Na geometrii jsou kladena stejná omezení jako v případě první varianty výpočtu. Vzhledem k zvolenému přístupu vyhodnocování výsledků v první variantě výpočtu, jsou v druhé variantě výpočtu ponechány pouze konfigurace se stejným rozměrem nárazové plochy, jako má původní zápalník. Na základě předpokladu, že při příliš vysoké hodnotě VP3 bude průřez v části vybrání příliš malý, je pro VP3 stanovena maximální hodnota 0,4 mm. Minimální hodnota VP3 je stanovena 0,1 mm. Intervalem volných parametrů je plocha v trojrozměrném prostoru. Vzorkování bodů z této plochy pro druhou variantu výpočtu je provedeno v rovině definované VP2 a VP3. V této rovině je použito mřížkové vzorkování s krokem 0,05 mm. Navzorkovaný interval volných parametrů je zobrazen na obrázku 10.4.

Na obrázku 10.4 hranice intervalu volných parametrů označené 1 a 2 souvisí s geometrickým omezením intervalu. Hranice 1 označuje konfigurace, pro které se zaoblení určené hodnotou VP1 a zaoblení určené hodnotou VP3 právě navazují. Hranice 2 označuje konfigurace, pro které oblouk, určující zaoblení s poloměrem VP1, má středový úhel vyšší jak 90° .



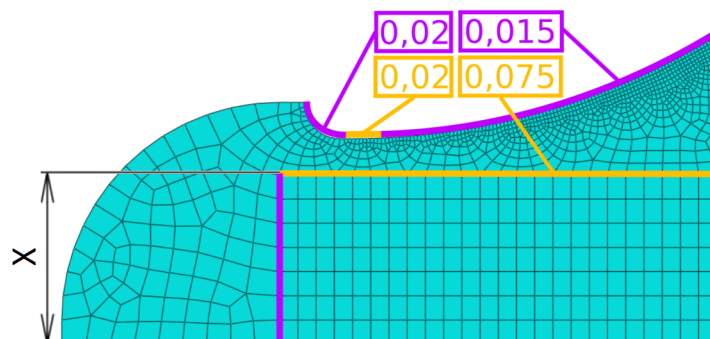
Obr. 10.4: Vzorkování intervalu volných parametrů

10.3. Úprava výpočetního modelu

V souvislosti se změnou geometrie je třeba provést úpravu nastavení konečnoprvkové sítě na špičce zápalníku. Způsob úpravy konečnoprvkové sítě na špičce zápalníku je popsán na obrázku 10.5. V geometrii přibývají dvě hrany, pro které jsou definována zjemnění a je upraven jeden rozměr definující rozdělení na segmenty, který je na obrázku 10.5 označen X . Tato hodnota X je závislá na velikosti $VP3$ následovně:

$$X = \lfloor 10 \cdot (0,85 - VP3) \rfloor \cdot 0,1 \text{ [mm]}$$

kde závorky $\lfloor \rfloor$ značí zaokrouhlení dolů. Díky tomu je rozměr X vždy dělitelný desetinou beze zbytku, čímž je dosažena rovnoměrná mapovaná síť v této oblasti.

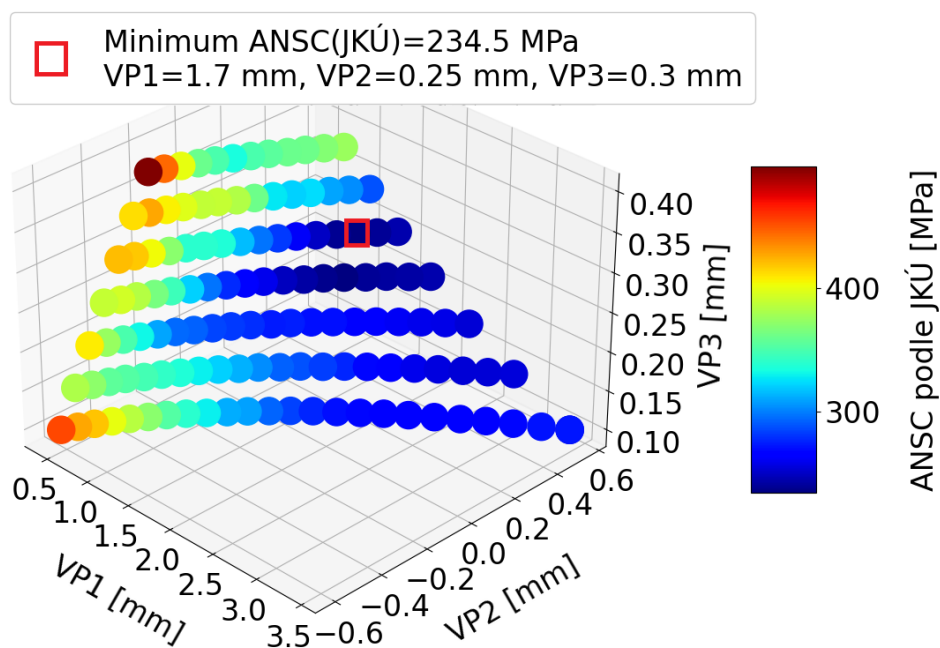


Obr. 10.5: Způsob vytvoření sítě konečných prvků na špičce zápalníku

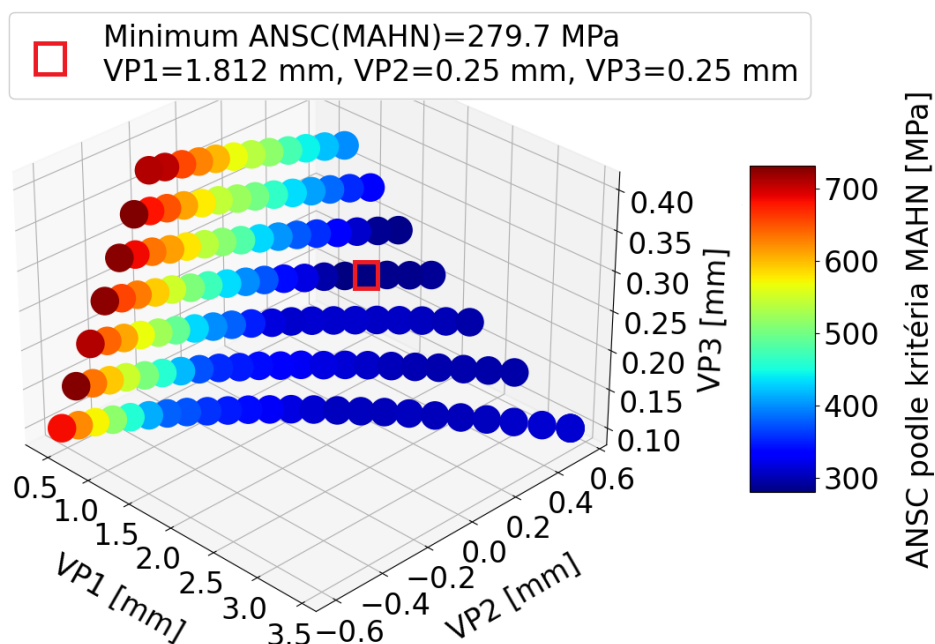
10.4. Výsledky

V rámci druhé varianty výpočtu bylo provedeno 126 výpočtů. Během výpočtu byly zaznamenány nejhorší ANSC podle JKÚ, kritéria MAHN a MMK kritéria v kritické oblasti specifikované v podkapitole 10.1. Výsledky maximální ANSC v kritické oblasti pro jednotlivá kritéria jsou schématicky zobrazeny na obrázcích 10.6, 10.7 a 10.8.

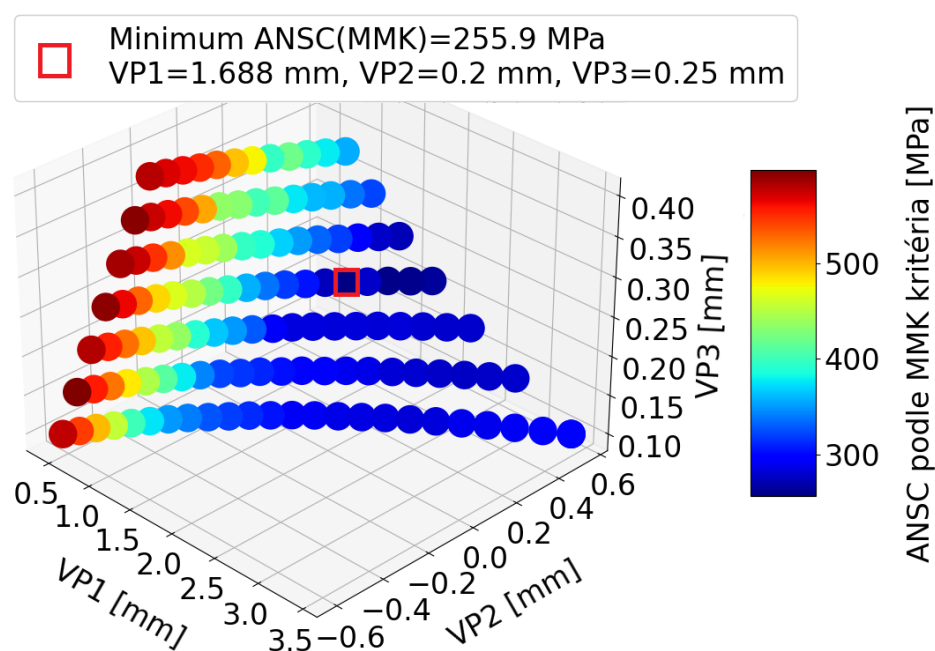
Z výsledků je viditelné, že všechna kritéria se přibližně shodují ve srovnání geometrických konfigurací. Vypočítané hodnoty ANSC dosahují místy výrazně nižších hodnot, než v případě původního zápalníku. Opět lze vidět, že výsledky s nízkými hodnotami VP1 a VP2 mají vyšší hodnoty ANSC. Tyto výsledky jsou znovu ovlivněny tlakovým napětím, vzniklým při nárazu zápalníku do závěru, která působí částečně podél kritické oblasti. Tento jev nastává i pro konfigurace s vyšším VP1 a vyšším VP2, ale kritická oblast pro tyto konfigurace je více odvrácená od nárazové plochy, a proto zde tlaková napětí nejsou vyšší než velikost napěťových vln šířících se zápalníkem. Pro porovnání byla při výpočtu opět zaznamenána ANSC pro jednotlivá kritéria s podmínkou kladného středního napětí. I takto určené ANSC jsou pro konfigurace určené nízkými hodnotami VP1 a VP2 vyšší než ANSC určená pro původní zápalník. Z výsledků je zároveň viditelné, že horní mez hodnoty VP3 je pro výpočet odhadnuta dobře. Vyšší hodnoty VP3 již nesnižují hodnoty ANSC.



Obr. 10.6: Výsledky maximální ANSC v kritické oblasti podle JKÚ

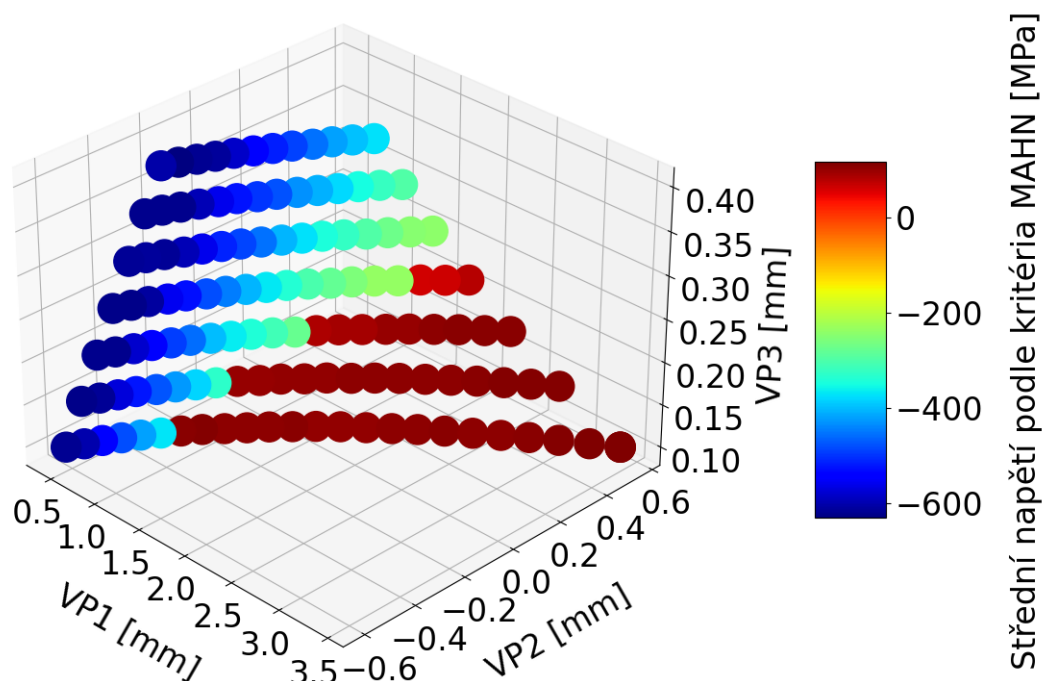


Obr. 10.7: Výsledky maximální ANSC v kritické oblasti podle kritéria MAHN



Obr. 10.8: Výsledky maximální ANSC v kritické oblasti podle MMK kritéria

V práci je dále opět použit konzervativní přístup, podle kterého jsou z výsledků odebrány ty, pro které podle aspoň jednoho kritéria vychází záporné střední napětí. Na obrázku 10.9 jsou znázorněny výsledná střední napětí podle kritéria MAHN. Střední napětí určená pomocí MMK kritéria jsou prakticky totožná, zatímco výsledky středního napětí podle JKÚ jsou ve většině případů zcela odlišné. Tímto přístupem jsou z výsledků odebrány minimální hodnoty ANSC určené na obrázcích 10.6, 10.7 a 10.8. Později v práci bude ukázáno, že pro konfigurace příslušné těmto výsledkům vychází vysoké hodnoty RPP v oblasti nárazové plochy.

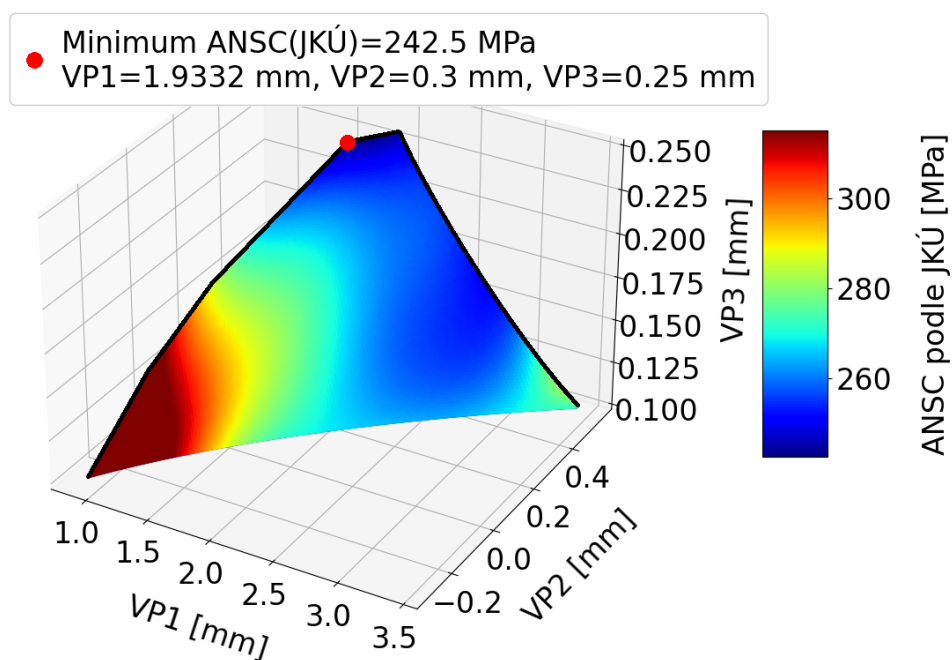


Obr. 10.9: Výsledky středního napětí příslušné maximální ANSC podle kritéria MAHN

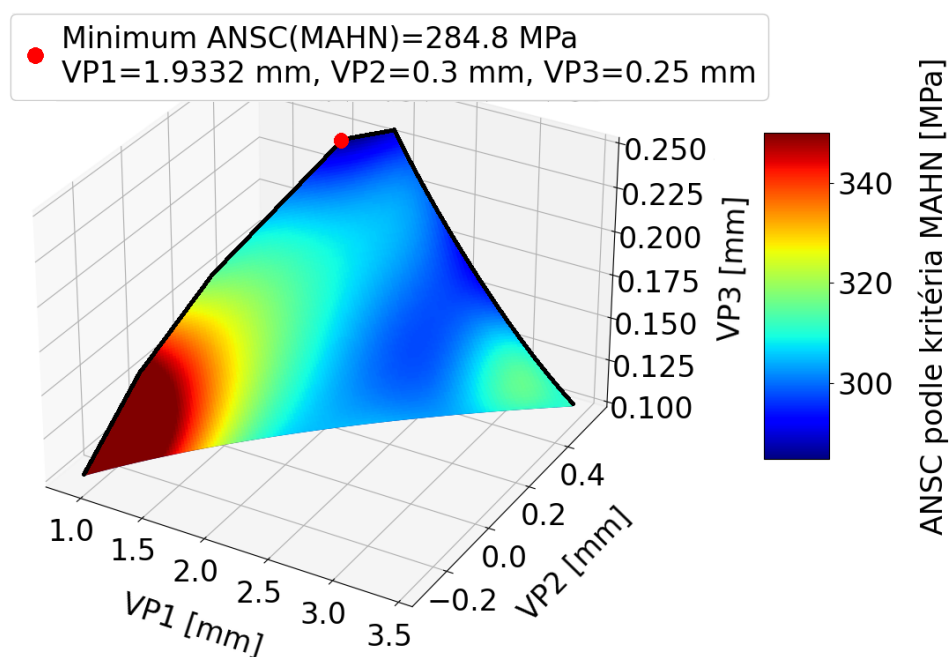
Pro ponechané výsledky je provedena regrese Gaussovským procesem. Pomocí Gaussovského procesu lze pak v oblasti, kde jsou výsledky ponechány, predikovat spojitě hodnoty ANSC. Predikované výsledky maximální ANSC v kritické oblasti pro jednotlivá kritéria jsou zobrazeny na obrázcích 10.10, 10.11 a 10.12. Pro tyto obrázky jsou při vykreslování výsledků hodnot ANSC použity horní limity pro barevné mapy. Tyto limity jsou hodnoty ANSC pro původní zápalník podle příslušného kritéria.

Z výsledků je viditelné, že nejnižší ANSC je při nejvyšší povolené hodnotě VP3. Tyto výsledky jsou však na hranici s výsledky, které byly odebrány z důvodu záporného středního napětí. Přímo na této hranici tedy není nová konfigurace hledána. Zároveň pro tyto výsledky vychází vyšší RPP než pro původní zápalník. To souvisí s tím, že čím menší je hodnota VP1 a čím vyšší je hodnota VP3, tím méně je před nárazovou plochou materiálu, který by deformaci omezoval. Jelikož by mohl mít nárůst RPP nezanedbatelný vliv na funkčnost zápalníku, je dále v práci zvolen konzervativnější přístup hledání nové konfigurace zápalníku tak, aby měla podobné hodnoty maximálního RPP, jako vychází pro původní zápalník.

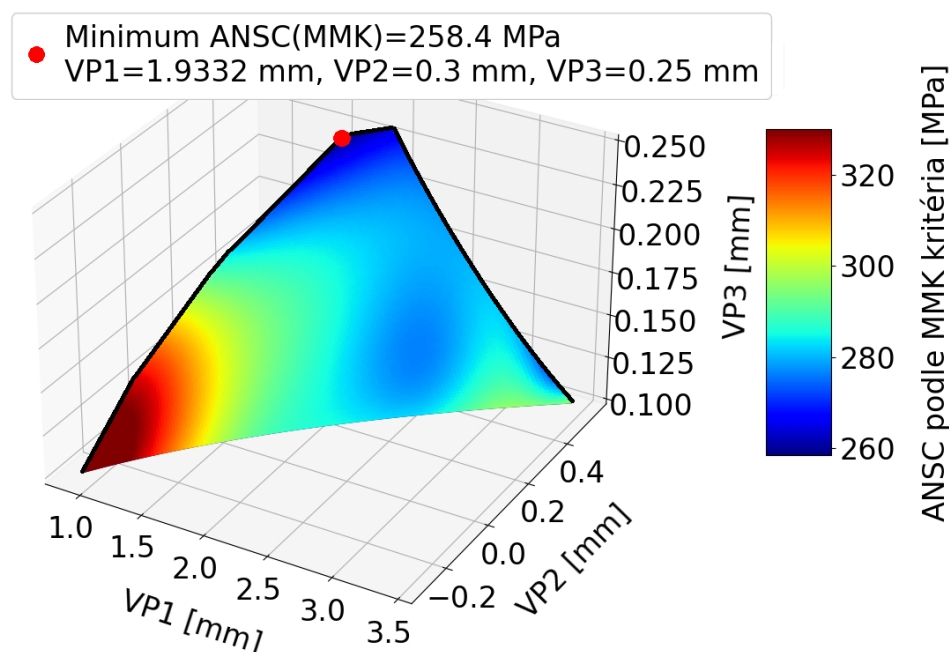
Aby nová konfigurace měla podobné maximální RPP v okolí nárazové plochy, je třeba zvolit hodnotu VP1 co největší a hodnotu VP3 co nejmenší, aniž by se výrazně zvýšila maximální ANSC v kritické oblasti. Hranice intervalu volných parametrů, která pro danou hodnotu VP3 určuje maximální hodnotu VP1, je označena na obrázku 10.4 číslem 1. Volné parametry určující navrženou konfiguraci jsou vybrány tak, aby se jejich hodnoty pohybovaly přibližně na této hranici.



Obr. 10.10: Predikované výsledky maximální ANSC v kritické oblasti podle JKÚ



Obr. 10.11: Predikované výsledky maximální ANSC v kritické oblasti podle kritéria MAHN

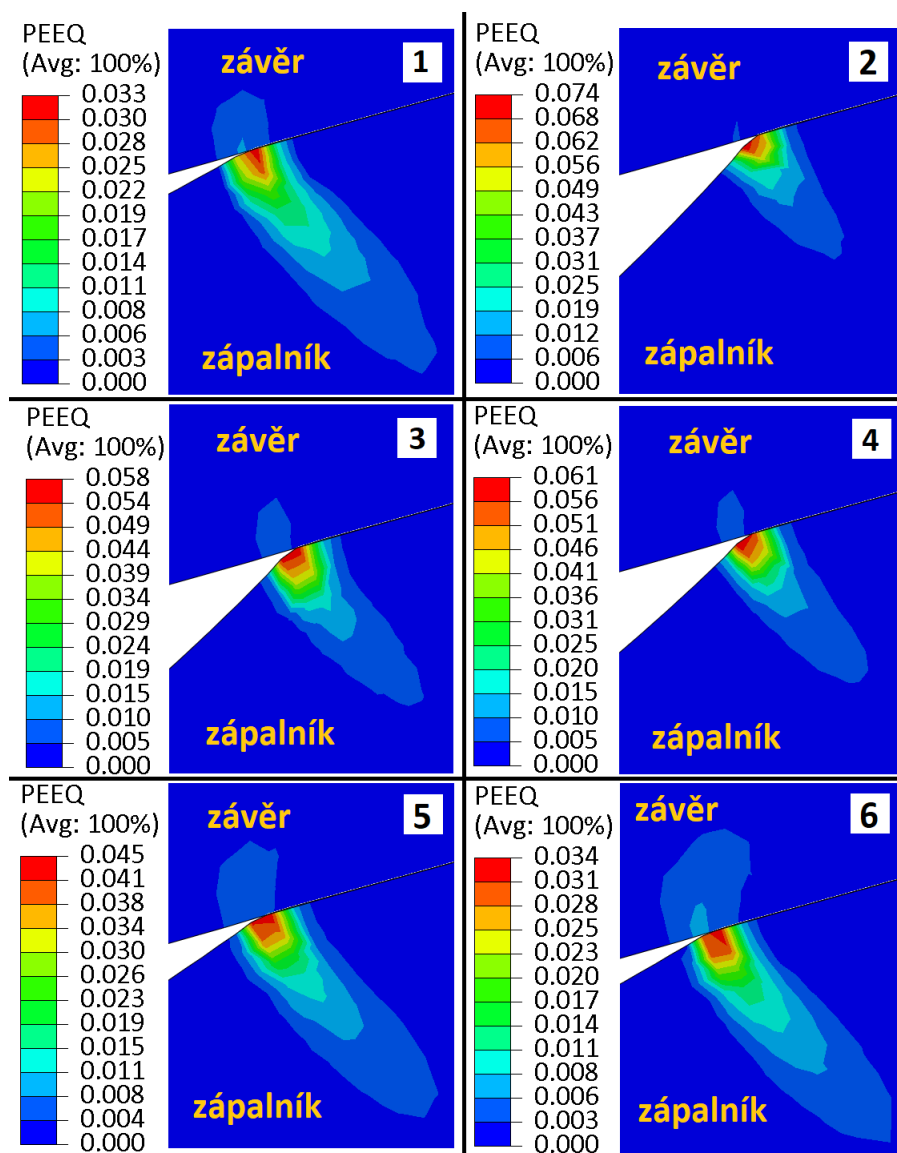


Obr. 10.12: Predikované výsledky maximální ANSC v kritické oblasti podle MMK kritéria

RPP na rozhraní mezi nárazovou plochou a kritickou oblastí pro vybrané konfigurace je znázorněno na obrázku 10.13. Mezi vybranými konfiguracemi jsou i výsledky, pro které vychází minimální ANSC, ale byly odebrány z důvodu záporného středního napětí. Konfigurace 1 na obrázku 10.13 je konfigurace původního zápalníku, jehož RPP je zde zobrazeno pro porovnání. Konfigurace 2, 3 a 4 jsou konfigurace, pro které vychází minimální hodnota ANSC podle JKÚ, kritéria MAHN a MMK kritéria v tomto pořadí a jsou vyznačené na obrázcích 10.6, 10.7 a 10.8. Konfigurace 5 a 6 jsou vybrané konfigurace s hodnotami volných parametrů přibližně na hranici intervalu volných parametrů, označené na obrázku 10.4 jako hranice 1. Z obrázku lze vidět, že se zmenšováním úhlu mezi kontaktní plochou závěru a zaoblením zápalníku, se maximální hodnota RPP snižuje. Nová geometrie je vybírána z konfigurací 5 a 6. V tabulce 10.1 jsou hodnoty ANSC pro tyto konfigurace porovnány s hodnotami ANSC pro původní zápalník.

Tab. 10.1: Hodnoty ANSC pro vybrané konfigurace a původní zápalník

Konfigurace	1	5	6
ANSC (JKÚ) [MPa]	315,9	254,8	255,9
ANSC (MAHN) [MPa]	350,2	296,6	295,8
ANSC (MMK) [MPa]	330	278,7	278,7
VP1 [mm]	2	2,5125	2,9125
VP2 [mm]	0	0,45	0,5
VP3 [mm]	0	0,2	0,15



Obr. 10.13: RPP pro vybrané konfigurace mezi nárazovou plochou a kritickou oblastí

10.5. Vyhodnocení

Jako návrh geometrie zápalníku, která je výsledkem práce, je konfigurace 6 z tabulky 10.1. Pro hodnotu ANSC podle JKÚ je dosaženo snížení přibližně o 19 %, pro hodnotu ANSC podle kritéria MAHN a MMK je dosaženo snížení přibližně o 15 %. Přitom je zachován stejný rozměr nárazové plochy a maximální RPP jako pro původní zápalník. Lze tedy předpokládat, že navrhnutý zápalník bude odolnější vůči únavovému porušení spojeného s utržením špičky a konstrukční úpravy nemají negativní vliv na funkčnost zápalníku.

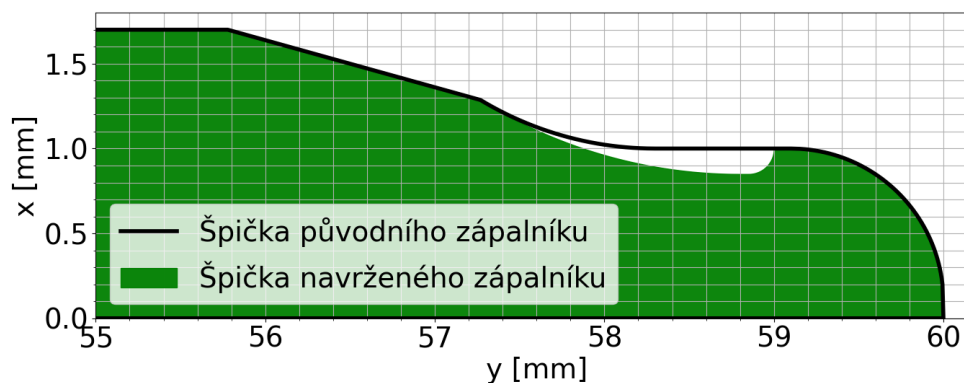
Pro navrhnutý zápalník by neměl být nebezpečný ani výstřel s nábojem v komoře. Při nárazu do velmi tuhého závěru se napěťové vlny od závěru odráží se stejnou orientací. Podobný jev může nastat při nárazu do zápalky náboje, avšak ta je výrazně poddajnější a při nárazu plastizuje dokud není zápalník zastaven o závěr. Odražení napěťové vlny se stejnou orientací by tedy při nárazu do zápalky náboje nemělo nastat. Mělo by se však experimentálně ověřit, že v souvislosti s odebráním materiálu ze špičky zápalníku se výrazně nezhorší degradace materiálových vlastností vlivem vysokých teplot při výstřelu náboje.

Dále je zkoumán vliv zaokrouhlení VP1 při zachování hodnot VP2 a VP3. Hodnota VP1 určuje poloměr zaoblení v kritické oblasti. S přesností na čtyři desetinná místa však není možné zaoblení vyrobit. V tabulce 10.2 jsou výsledné maximální ANSC v kritické oblasti podle uvedených kritérií pro zaokrouhlení hodnoty VP1 na 2,9 mm. Zaokrouhlením VP1 na hodnotu 2,9 mm se maximální RPP mění v rámci desetitisícin.

Tab. 10.2: Hodnoty ANSC pro navrhnutý zápalník při zaokrouhlení hodnoty VP1

VP1 [mm]	2,9
ANSC (JKÚ) [MPa]	260,9
ANSC (MAHN) [MPa]	300,3
ANSC (MMK) [MPa]	282,7

Jako nová geometrie zápalníku je tedy navržena konfigurace s hodnotami VP1 = 2,9 mm, VP2 = 0,5 mm a VP3 = 0,15 mm, která je přijatelná z hlediska vyrobiteľnosti. Na obrázku 10.14 je porovnán tvar špičky původního zápalníku a navrhnutého zápalníku.



Obr. 10.14: Špička navrhnutého zápalníku a původního zápalníku

Další konfigurace, které z druhé varianty výpočtu přichází v úvahu pro volbu nové geometrie zápalníku jsou uvedeny v tabulce 10.3.

Tab. 10.3: Výsledky pro další konfigurace

	Konfigurace		
VP1	1,925	2,0625	2,1875
VP2	0,3	0,35	0,4
VP3	0,25	0,25	0,25
ANSC (JKÚ)	242	243	244,8
Střední napětí (JKÚ)	51,4	55	60,5
ANSC (MAHN)	285	285,2	288,6
Střední napětí(MAHN)	62,1	67,1	80,8
ANSC (MMK)	259,3	260,8	264,1
Střední napětí (MMK)	57,7	67,4	73,3

11. Závěr a doporučení pro další práci

11.1. Závěr

Hlavním cílem práce bylo navrhnutí úpravy geometrie zápalníku, poskytnuté firmou Česká zbrojovka, a.s. tak, aby byla navýšena odolnost zápalníku vůči únavovému porušení spojeného s utržením špičky. V souvislosti s tímto cílem byl v práci vytvořen výpočtový model, který simuluje rázové namáhání zápalníku při střelbě naprázdno. Oproti klasickému výstřelu je střelba naprázdno více nebezpečná, jelikož zápalník není před nárazem do závěru zbržděn nárazem do zápalky. S tím souvisí vyšší setrvačné účinky působící na špičku zápalníku.

V práci byl nejprve formulován řešený problém. Následně byl v teoretické části popsán bicí mechanismus palné zbraně, byly shrnuty základní teoretické znalosti potřebné k řešení problému a byl blíže popsán výstřel naprázdno. V praktické části byla nejprve popsána tvorba výpočtového modelu. Pro vytvoření výpočtového modelu bylo potřeba splnit předcházející cíle, kterými bylo získání geometrie zápalníku a získání materiálových charakteristik zápalníku a dalších těles, se kterými zápalník interaguje. Získaná data byla následně využita k vytvoření parametrického výpočtového modelu v programu Abaqus, který má podobu makro skriptu v jazyce Python.

Pomocí vytvořeného výpočetního modelu byla provedena simulace výstřelu naprázdno se zadanou geometrií zápalníku. Původně bylo v plánu vyhodnotit namáhání zápalníku pomocí jednoosého kritéria únavy. Z analýzy původního zápalníku bylo však zjištěno, že v kritické oblasti, kde se předpokládá vznik únavového lomu, je dvojosá napjatost. Pro vyhodnocení namáhání zápalníku v kritické oblasti byla proto vedle jednoosého kritéria únavy použita ekvivalentní kritéria pro víceosou únavu. Konkrétně bylo v práci použito kritérium maximálního absolutního hlavního napětí a Mansonovo–McKnightovo kritérium. Podle všech kritérií byla následně určena maximální amplituda napětí symetrického cyklu v kritické oblasti, přičemž všechny výsledky vyšly nižší než mez únavy materiálu zápalníku. V souvislosti s provedenou rešerší se tedy došlo k závěru, že vlivem vysokých teplot, kterým je zápalník vystaven při výstřelu náboje, jsou mechanické vlastnosti zápalníku degradovány. Zároveň je použita mez únavy, která není určena při adekvátních rychlostech deformace. Kvůli tomu nelze vytvořený výpočtový model využít k predikci toho, kdy nastane únavové porušení, ale lze ho využít pro srovnání různých geometrických konfigurací zápalníku a navrhnutí nové konfigurace zápalníku, což bylo hlavním cílem práce. Jednotlivé konfigurace zápalníku byly porovnávány pomocí maximální amplitudy napětí symetrického cyklu v kritické oblasti, k jejímuž určení byla použita tři různá únavová kritéria.

Za účelem snížení namáhání zápalníku v kritické oblasti byly nejprve měněny vybrané rozměry zápalníku. Byly vybrány dva rozměry určující špičku zápalníku. Následně byla provedena série výpočtů, pro různé hodnoty těchto rozměrů. Výsledky vedly ke zjištění, že čím menší je kontaktní plocha zápalníku se závěrem, tím větší nastane deformace zápalníku, čímž je zápalník o závěr zbržděn pomaleji a na špičku zápalníku tak působí nižší setrvačné účinky. K určení limitní velikosti kontaktní plochy z hlediska funkce by bylo potřeba provést simulaci více výstřelů naprázdno v rámci jednoho výpočtu, nebo provést experimentální měření. V této práci byl proto dále zvolen konzervativní přístup hledání nové geometrie zápalníku se stejnou velikostí kontaktní plochy. Pomocí tohoto přístupu

nebyla při změně zvolených rozměrů nalezena geometrie zápalníku, pro kterou by se výrazně snížilo námáhání v kritické oblasti.

Proto v další části práce byla navrhována konstrukční úprava, která odlehčuje špičku zápalníku. Pro upravenou geometrii byly zvoleny tři rozměry, pro jejichž různé hodnoty byly provedeny výpočty. Pro většinu konfigurací zápalníku s odlehčenou špičkou bylo vyhodnoceno nižší namáhání v kritické oblasti než pro původní zápalník. Z těchto konfigurací byla vybrána ta, která má stejné redukované plastické přetvoření v oblasti kontaktní plochy jako původní zápalník. Pro novou konfiguraci zápalníku se výsledná amplituda napětí symetrického cyklu snížila o 19 % podle jednoosého kritéria únavy a o 15 % podle kritéria maximálního hlavního napětí a Mansonova–McKnightova kritéria. Tímto byly splněny všechny cíle diplomové práce.

11.2. Doporučení pro další práci

Přístup výběru nové geometrie v této práci je velmi konzervativní, což omezuje potenciál úprav geometrie na snížení námáhání v kritické oblasti. V rámci další práce by bylo vhodné zjistit vliv zmenšování kontaktní plochy zápalníku se závěrem na funkčnost zápalníku. Dále by bylo vhodné zjistit vliv velikosti plastické deformace na funkčnost zápalníku. Povoláním větší plastické deformace v oblasti kontaktní plochy zápalníku se závěrem by umožnilo vybírat novou geometrii z konfigurací, pro které vychází nižší namáhání v kritické oblasti. V poslední řadě by bylo vhodné zjistit vliv střelby na lokální degradaci materiálových vlastností zápalníku a případně pak tyto informace využít k přesnější predikci únavového života.

12. Zdroje

- [1] JANKOVÝCH, R. *Hlavnové zbraně a střelivo* [online]. Brno: 2012 2012 Brno [cit. 2021-03-25]. ISBN 978-80-260-2384-5. Dostupné z: <https://docplayer.cz/19456096-Hlavnove-zbrane-a-strelivo.html>
- [2] ZBRANĚ KVALITNĚ. *Nauka o zbraních* [online]. [cit. 2021-03-25]. Dostupné z: <https://zbrankvalitne.cz/zbrojni-prukaz/nauka-o-zbranich>
- [3] SNIPER COUNTRY. *Rimfire vs Centerfire – All YOU have to know!* [online]. [cit. 2021-03-25]. Dostupné z: <https://www.snipercountry.com/rimfire-vs-centerfire/>
- [4] ČSN ISO 395002-1. *Civilní střelné zbraně a střelivo: Všeobecné termíny a definice*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a zkušebnictví, 1996.
- [5] HECKLER & KOCH. *vp40* [online]. [cit. 2021-3-26]. Dostupné z: <https://hk-usa.com/hk-models/vp40/>
- [6] PETRUŠKA, J. *Přednášky z předmětu RNU (Nelineární mechanika)* [online]. Akademický rok 2020/2021. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství [cit. 2021-04-01]. Dostupné z: <http://www.umd.fme.vutbr.cz/images/opory/Nelinearni%20ulohy%20mechaniky%20v%20MKP/RNK.zip>
- [7] BURŠA, J. *Přednášky z předmětu RK0 (Konstitutivní vztahy materiály)* [online]. Akademický rok 2020/2021. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství [cit. 2021-04-01]. Dostupné z <http://www.old.umd.fme.vutbr.cz/~jbursa/Konstitutivni%20modely.7z>.
- [8] RASHID, A. *Finite Element Modeling of Contact Problems*. Linköping, 2016. Dizertační práce, Linköping University.
- [9] BOŘKOVEC, J. *Výpočtová simulace procesu dělení materiálu*. Brno, 2008. Dizertační práce, Vysoké učení technické v Brně.
- [10] Podklady k předmětu 6MS Mezní stavy VLACH, B. *Mezní stavy: Studijní materiály: Únava materiálu – úvod* [online]. Akademický rok 2020/2021. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství [cit. 2021-04-02]. Dostupné z <http://ime.fme.vutbr.cz/images/umvi/vyuka/mezni-stavy/podklady/08a%20-%20unava1.pdf>
- [11] DOWLING, N. E., *Mechanical Behavior of Materials: Engineering Methods for Deformation, Fracture, and Fatigue*. Blacksburg, Virginia: Virginia Polytechnic Institute and State University, Engineering Science and Mechanics Department, and Materials Science and Engineering Department, 2012, 4th edition. ISBN 978-0-13-139506-0
- [12] PAPUGA, J., VARGAS, M., HRONEK, M. (2012). *Evaluation of uniaxial fatigue criteria applied to multiaxially loaded unnotched samples* [online]. [cit. 2021-04-01]. Eng Mech, 19, 99–111. Dostupné z: <http://www.engineeringmechanics.cz/pdf/19'2'099.pdf>
- [13] ENGIN, Z., COKER, D. (2017). *Comparison of Equivalent Stress Methods with Critical Plane Approaches for Multiaxial High Cycle Fatigue Assessment* [online]. [cit. 2021-04-03]. Procedia Structural Integrity, 5, 1229–1236. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2017.07.049>

- [14] GYEKENYESI, J. (2005). *NASALIFE—Component Fatigue and Creep Life Prediction Program* [online]. [cit. 2020-04-03]. Dostupné z: <https://ntrs.nasa.gov/api/citations/20060013345/downloads/20060013345.pdf>
- [15] LOŠÁK, P. *Stochastická mechanika: Studijní materiály*. Akademický rok 2020/2021. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství
- [16] SUTHERLAND, H. J. *On the Fatigue Analysis of Wind Turbines* [online]. [cit. 2021-04-03]. United States. <https://doi.org/10.2172/9460>
- [17] PETRUŠKA, J. *MKP v inženýrských výpočtech* [online]. Akademický rok 2020/2021. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství [cit. 2021-04-03]. Dostupné z <http://www.umat.fme.vutbr.cz/images/opory/MKP%20v%20inzenyrskych%20vypoctech/RIV.pdf>
- [18] AMZALLAG, C., GEREY, J. P., ROBERT, J. L., BAHUAUD, J. (1994). *Standardization of the rainflow counting method for fatigue analysis* [online]. [cit. 2021-04-03]. International Journal of Fatigue, 16(4), 287–293. Dostupné z: [https://doi.org/https://doi.org/10.1016/0142-1123\(94\)90343-3](https://doi.org/https://doi.org/10.1016/0142-1123(94)90343-3)
- [19] MARSH, G., WIGNALL, C., THIES, P. R., BARLTROP, N., INCECIK, A., VENUGOPAL, V., JOHANNING, L. (2016). *Review and application of Rainflow residue processing techniques for accurate fatigue damage estimation* [online]. [cit. 2021-04-03]. International Journal of Fatigue, 82, 757–765. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2015.10.007>
- [20] HARRINGTON PRODUCTS. *CZ-52 Firing Pins* [online]. [cit. 2021-05-13]. Dostupné z: <https://harringtonproducts.com/firing-pins/>
- [21] MOCHAR, D., GABRIEL, D., MASÁK, J., KOPAČKA, J., KOLMAN, R., PLEŠEK, J., HYNEK, P., VTÍPIL, J., *Explicit dynamic finite element analysis of a firing pin assembly*. In: FUIS, V. *Engineering mechanics 2017, 23rd International conference May 15–18, 2017, Svatka, Czech Republic* [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, s. 666-669. ISBN 978-80-214-5497-2 [cit. 2020-10-28]. Dostupné z: <https://www.engmech.cz/improc/2017/0666.pdf>
- [22] YUSUP, A., MATARAM, A., YANI, I., ZAHIR, M. (2019). *Finite Element Failure Analysis on 34crnimo6 Firing Pin in Fatigue Fracture* [online]. [cit. 2020-11-05]. Journal of Physics: Conference Series, 1198(3), 32007. Dostupné z: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1198/3/032007>
- [23] RIYANTO, E. P., YANI, I., ARIFIN, A., ZAHIR, M. (2019). *Design Optimization in Stress Distribution of Firing Pin Rifle by Impact Force Using Finite Element Modelling* [online]. [cit. 2020-11-05]. Journal of Physics: Conference Series, 1198(4), 42009. Dostupné z: <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1198/4/042009>
- [24] DASSAULT SYSTÈMES. *Abaqus 6.12 Theory Manual* [online]. 2012 [cit. 2020-11-14]. Dostupné z: <http://dsk-016-1.fsid.cvut.cz:2080/v6.12/books/stm/default.htm?startat=ch01s01ath01.html>
- [25] DASSAULT SYSTÈMES. *Abaqus 6.13 Scripting Reference Guide* [online]. 2013 [cit. 2020-11-14]. Dostupné z: <http://130.149.89.49:2080/v6.13/books/ker/default.htm>

- [26] SCIKIT-LEARN. *1.7. Gaussian Processes* [online]. 2013 [cit. 2021-02-26]. Dostupné z: https://scikit-learn.org/stable/modules/gaussian_process.html#gaussian-process-regression-gpr

Seznam symbolů

Latinské symboly

A	Materiálová konstanta Johnsonova–Cookova modelu materiálu
A_W	Materiálová konstanta Wöhlerovy křivky
B	Materiálová konstanta Johnsonova–Cookova modelu materiálu
B_W	Materiálová konstanta Wöhlerovy křivky
c	Rychlost šíření napěťových vln
C	Materiálová konstanta Johnsonova–Cookova modelu materiálu
E	Modul pružnosti
E_{ij}^C	Tenzor Cauchyho přetvoření
E^C	Osové Cauchyho přetvoření
E_{ij}^L	Greenův–Lagrangeův tenzor přetvoření
E_x^L	Greenovo–Lagrangeovo přetvoření v ose x
F	Funkce plasticity v asociativním tvaru
\mathbf{F}	Matice vnějšího zatížení
h	Charakteristický rozměr nejmenšího prvku
$I_{1,d}$	První invariant tenzoru napětí v čase, kdy má největší absolutní hodnotu
k_n	Normálová kontaktní tuhost
\mathbf{k}	Matice tuhosti pro jednu kontaktní dvojici
\mathbf{K}	Matice tuhosti
l	Exponent tepelného změkčení
\mathbf{M}	Matice hmotnosti
n	Exponent zpevnění
N_f	Počet cyklů do lomu
P	Potenciál vnějšího zatížení
Q	Plastický potenciál
R_e	Mez kluzu
R_m	Mez pevnosti
T_*	Homologická teplota
T_r	Referenční teplota
T_m	Teplota tavení
Δt	Časový krok
Δt_{krit}	Kritický časový krok
u	Posuv v ose x
\mathbf{U}	Matice posuvů
$\ddot{\mathbf{U}}$	Matice zrychlení
v	Posuv v ose y
W	Energie napjatosti
X	Nedeformovaný rozměr geometrie
x	Deformovaný rozměr geometrie
X	Rozměr určující provedení sítě konečných prvků

Řecké symboly

ε_x	Smluvní přetvoření v ose x
$\underline{\varepsilon}_{ij}$	Tenzor smluvního přetvoření
$\underline{\varepsilon}_{pl}$	Tenzor plastického přetvoření
ε_{pl}	Plastické přetvoření
$\varepsilon_{pl,1}$	První hlavní plastické přetvoření
$\varepsilon_{pl,2}$	Druhé hlavní plastické přetvoření
$\varepsilon_{pl,3}$	Třetí hlavní plastické přetvoření
$\dot{\varepsilon}_0$	Referenční rychlost deformace
$\dot{\varepsilon}_{pl}$	Rychlost plastické deformace
λ	Plastický multiplikátor
μ	Poissonův poměr
π	Ludolfovo číslo
Π	Celková potenciální energie
ρ	Hustota
$\sigma_y(\varepsilon_{pl})$	Napětí určující křivku zpevnění
σ_1	První hlavní napětí
σ_2	Druhé hlavní napětí
σ_3	Třetí hlavní napětí
$\underline{\sigma}, \sigma_{ij}$	Tenzor napětí
σ_a	Amplituda napětí
σ_m	Střední napětí
$\Delta\sigma$	Rozkmit napětí
σ_{min}	Dolní napětí
σ_{max}	Horní napětí
σ_{ar}	Amplituda napětí symetrického cyklu
$\sigma_{eq,a}$	Ekvivalentní amplituda napětí podle kritéria maximálního hlavního napětí
$\sigma_{eq,m}$	Ekvivalentní střední napětí podle kritéria maximálního hlavního napětí
σ_{xx}	Napětí v ose x
σ_{yy}	Napětí v ose y
σ_{zz}	Napětí v ose z
σ_{xy}	Smykové napětí v rovině xy
σ_{yz}	Smykové napětí v rovině yz
σ_{zx}	Smykové napětí v rovině zx
σ^*	Zkušební napětí
σ_c	Mez únavy
ϕ	Natočení hlavního souřadnicového systému

Seznam zkratek

RPP	Redukované plastické přetvoření
JKÚ	Jednoosé kritérium únavy
ANSC	Amplituda napětí symetrického cyklu
HSS	Hlavní souřadnicový systém
RSS	Referenční souřadnicový systém
MAHN	Maximální absolutní hlavní napětí (kritérium)
MMK	Manson–McKnighth (kritérium)
VP1	Volný parametr 1
VP2	Volný parametr 2
VP3	Volný parametr 3
VP4	Volný parametr 4
VP5	Volný parametr 5

Seznam obrázků

3.1	Části náboje se středovou zápalkou a náboje s okrajovou zápalkou [1] . . .	3
3.2	Schématický řez zbraní CZ 75D Compact [2]	4
3.3	Schématický řez zbraní Heckler & Koch VP40 [5]	5
4.1	Schéma rovinné deformace tří bodů [6]	7
4.2	Schéma plochy plasticity pro von Misesovu podmínku plasticity [8]	9
4.3	Schéma pravidla plasticity	10
4.4	Změna plochy plasticity s použitím izotropního zpevnění, upraveno z [8] .	11
4.5	Změna plochy plasticity s použitím kinematického zpevnění, upraveno z [8]	11
4.6	Odezva izotropního a kinematického modelu zpevnění, upraveno z [8] . . .	12
4.7	Změna tuhosti při vůli mezi tělesí a penetraci těles	13
4.8	Oscilace stavu kontaktu pro různé iterace, upraveno z [6]	14
4.9	Amplituda napětí, střední napětí a rozkmit napětí	15
4.10	Rozdělení cyklů podle vztahu mezi amplitudou napětí a středním napětím	15
4.11	Wöhlerova křivka oceli	16
4.12	Kritéria bezpečnosti v normalizovaném diagramu konstantní životnosti . .	17
4.13	Schéma metody stékajícího deště	19
4.14	Vyjádření rychlosti a zrychlení pomocí centrální difference	21
6.1	Schéma výstřelu naprázdno	24
6.2	Zápalníky s ulomenou špičkou [20]	25
7.1	Nejdůležitější rozměry zápalníku	26
7.2	Geometrický model zápalníku	27
7.3	Schéma sestavy těles výpočtového modelu	27
7.4	Schéma provedení sítě konečných prvků na zápalníku	29
7.5	Vytvořená síť konečných prvků na zápalníku	29
7.6	Schéma provedení sítě a vytvořená síť konečných prvků na kladívku . . .	30
7.7	Schéma provedení sítě a vytvořená síť konečných prvků na závěru	31
7.8	Kontaktní dvojice	33
7.9	Vetknutí závěru	33
8.1	Von Misesovo napětí $[-]$ pro kontakt mezi zápalníkem a kladívkem	34
8.2	Von Misesovo napětí [MPa] pro kontakt mezi zápalníkem a závěrem	35
8.3	RPP $[-]$ pro kontakt mezi zápalníkem a závěrem	35
8.4	Napětí v ose y [MPa] pro kontakt mezi zápalníkem a závěrem	35
8.5	Vymezení kritické oblasti a znázornění uzlů, kde jsou výsledky zanedbány	36
8.6	Průběh napětí pro kritický uzel z hlediska JKÚ	37
8.7	Průběh natočení HSS pro kritický uzel z hlediska JKÚ	37
8.8	Průběh hlavních napětí pro kritický uzel z hlediska JKÚ	38
8.9	Způsob určení ANSC podle MMK kritéria	39
8.10	Kritické uzly podle JKÚ, kritéria MAHN a MMK kritéria	39
8.11	První hlavní napětí pro různé intervaly ukládání výsledků	41
9.1	Označení rozměrů výpočetního modelu pro zápalník	42
9.2	Znázornění volných parametrů	43
9.3	Případy geometrií pro ukázkou geometrických omezení	44
9.4	Interval volných pramaterů omezený geometrií (vlevo) a funkcí a vyrobi- telností (vpravo)	44
9.5	Případy geometrií pro ukázkou geometrických omezení	45
9.6	Vzorkování intervalu volných parametrů	45
9.7	Výsledky maximální ANSC v kritické oblasti podle JKÚ	46

9.8	Výsledky maximální ANSC v kritické oblasti podle kritéria MAHN	46
9.9	Výsledky maximální ANSC v kritické oblasti podle MMK kritéria	47
9.10	Schéma ponechaných a odebraných výsledků v prostoru volných parametrů	48
9.11	Predikovaná ANSC podle JKÚ a vypočítané výsledky	49
9.12	Izokřivky konstantního kontaktního tlaku, posuvu a rozměru nárazové plochy	50
9.13	ANSC podle JKÚ na izokřivce konstantního rozměru nárazové plochy . . .	50
9.14	ANSC podle kritéria MAHN na izokřivce konstantního rozměru nárazové plochy	51
9.15	ANSC podle kritéria MMK na izokřivce konstantního rozměru nárazové plochy	51
10.1	Označení rozměrů modelu geometrie zápalníku	53
10.2	Znázornění volných parametrů VP1–VP5	53
10.3	Znázornění volných parametrů VP1–VP3	54
10.4	Vzorkování intervalu volných parametrů	55
10.5	Způsob vytvoření sítě konečných prvků na špičce zápalníku	55
10.6	Výsledky maximální ANSC v kritické oblasti podle JKÚ	56
10.7	Výsledky maximální ANSC v kritické oblasti podle kritéria MAHN	57
10.8	Výsledky maximální ANSC v kritické oblasti podle MMK kritéria	57
10.9	Výsledky středního napětí příslušné maximální ANSC podle kritéria MAHN	58
10.10	Predikované výsledky maximální ANSC v kritické oblasti podle JKÚ . . .	59
10.11	Predikované výsledky maximální ANSC v kritické oblasti podle kritéria MAHN	59
10.12	Predikované výsledky maximální ANSC v kritické oblasti podle MMK kritéria	60
10.13	RPP pro vybrané konfigurace mezi nárazovou plochou a kritickou oblastí .	61
10.14	Špička navrhnutého zápalníku a původního zápalníku	62

Seznam tabulek

7.1	Počet uzlů a prvků pro jednotlivé součásti	30
7.2	Materiálové charakteristiky pro výpočet	32
7.3	Materiálové charakteristiky pro vyhodnocení namáhání zápalníku	32
8.1	Hodnoty napětí pro kritický uzel z hlediska JKÚ	36
8.2	Vypočítané hodnoty napětí za použití kritéria MAHN a MMK	39
8.3	Doby výpočtu pro různé intervaly ukládání výsledků	40
8.4	Vliv velikosti prvku v kritické oblasti na maximální ANSC	41
10.1	Hodnoty ANSC pro vybrané konfigurace a původní zápalník	60
10.2	Hodnoty ANSC pro navrhnutý zápalník při zaokrouhlení hodnoty VP1	62
10.3	Výsledky pro další konfigurace	62

Seznam příloh

Archivovaná složka se soubory:

1. Skript v jazyce Python pro první variantu výpočtu
MAKRO_SKRIPT.py
2. Skript v jazyce Python pro druhou variantu výpočtu
MAKRO_SKRIPT2.py
3. Textový soubor obsahující dvojice volných parametrů pro první variantu výpočtu
Hodnoty_VP12_var1.txt
4. Textový soubor obsahující trojice volných parametrů pro druhou variantu výpočtu
Hodnoty_VP123_var2.txt